Titre: Title:	Caractérisation du transfert de masse et de chaleur dans un échangeur à contact direct
Auteur: Author:	Caroline Duphily
Date:	1997
Type:	Mémoire ou thèse / Dissertation or Thesis
Référence: Citation:	Duphily, C. (1997). Caractérisation du transfert de masse et de chaleur dans un échangeur à contact direct [Master's thesis, École Polytechnique de Montréal]. PolyPublie. https://publications.polymtl.ca/8740/

URL de PolyPublie: PolyPublie URL:	https://publications.polymtl.ca/8740/
Directeurs de recherche: Advisors:	
Programme: Program:	Unspecified

UNIVERSITÉ DE MONTRÉAL

CARACTÉRISATION DU TRANSFERT DE MASSE ET DE CHALEUR DANS UN ÉCHANGEUR À CONTACT DIRECT

CAROLINE DUPHILY
DÉPARTEMENT DE GÉNIE CHIMIQUE
ÉCOLE POLYTECHNIQUE DE MONTRÉAL

MÉMOIRE PRÉSENTÉ EN VUE DE L'OBTENTION
DU DIPLÔME DE MAÎTRISE ÈS SCIENCES APPLIQUÉES
(GÉNIE CHIMIQUE)
AVRIL 1997

UNIVERSITÉ DE MONTRÉAL

ÉCOLE POLYTECHNIQUE DE MONTRÉAL

Ce mémoire intitulé:

CARACTÉRISATION DU TRANSFERT DE MASSE ET DE CHALEUR DANS UN ÉCHANGEUR À CONTACT DIRECT

présenté par: DUPHILY Caroline

en vue de l'obtention du diplôme de: Maîtrise ès sciences appliquées

a été dûment accepté par le jury d'examen constitué de:

M. KLVANA Danilo, Ph.D., président

M. CHAOUKI Jamal, Ph.D., membre et directeur de recherche

M. GUY Christophe, Ph.D., membre et codirecteur de recherche

M. LEGROS Robert, Ph.D., membre

REMERCIEMENTS

Je tiens à exprimer ma reconnaissance à mon directeur de recherche, le professeur Jamal Chaouki, pour les connaissances qu'il m'a apportées et l'appui ainsi que la disponibilité qu'il a su me témoigner malgré son éloignement.

Je souhaiterais également exprimer ma gratitude à mon co-directeur, le professeur Christophe Guy, pour sa confiance, ses conseils et tout le temps qu'il a su me consacrer en l'absence de mon directeur de recherche.

Je voudrais remercier tous ceux et celles qui ont participé de près ou de loin à la réalisation de ce mémoire de maîtrise:

- M. Stéphane Brunet, ingénieur de recherche au Centre des technologies du gaz naturel (CTGN), pour son support de tous les jours, son apport de connaissances et sa grande disponibilité;
- M. David Elkaïm, directeur du laboratoire au CTGN, pour son écoute, son savoir et la réalisation de mon projet de maîtrise au sein du CTGN;
- MM. Henry Nachaj et Dany Boulanger pour leur support technique au laboratoire;
- Les Fonds pour la formation de chercheurs et l'aide à la recherche (FCAR) et le CTGN pour leur support financier;
- Les compagnies Gaz Métropolitain, Gaz de France, Brooklyn Union Gas et Sofame pour leur support financier et leur participation à la réalisation du montage expérimental;
- L'équipe du CTGN pour son accueil et son soutien;

Enfin, merci à mes proches pour leur indispensable soutien quotidien.

RÉSUMÉ

L'échange de chaleur par contact direct gaz-liquide est un procédé qui implique le transfert de chaleur sensible et latente entre un courant de liquide et un courant de gaz. Une des applications de cette technologie est le chauffe-eau à contact direct, dans lequel des gaz de combustion sont en contact avec un courant d'eau dans un garnissage, produisant ainsi de l'eau chaude de procédé, de l'eau chaude sanitaire ou de l'eau servant au chauffage hydronique de bâtiments. L'avantage principal d'un tel système réside dans sa capacité de récupération de l'énergie latente, en plus de l'énergie sensible des gaz de combustion. Cette particularité confère à l'appareil une grande efficacité lorsque les gaz quittent la zone de contact direct à une température située sous le point de rosée des fumées de combustion, soit environ 60°C. Au-delà de cette température, l'efficacité de récupération décroît très rapidement car l'énergie latente est envoyée à la cheminée sans être récupérée et une partie de l'énergie a servi à évaporer l'eau à chauffer.

Une pompe à vapeur d'eau (PAVE) peut être ajoutée au système et permettre de récupérer en tout temps l'énergie résiduelle normalement envoyée à la cheminée. Cette variante du chauffe-eau est constituée de deux colonnes à garnissage supplémentaires, l'évaporateur et le condenseur, formant un double échangeur massique et thermique. Le condenseur est situé directement après le chauffe-eau et a comme rôle de récupérer une partie supplémentaire de la chaleur latente et sensible contenue dans les fumées de combustion en les mettant en contact avec un courant d'eau froide. Les fumées sortent ensuite à la cheminée à une température approchant la température ambiante. Le courant d'eau, qui sort en bas du condenseur, contient l'énergie résiduelle soutirée aux fumées et peut à son

tour la transmettre à l'air comburant par contact direct à l'intérieur de l'évaporateur. L'air comburant est alors chauffé et humidifié avant son entrée au brûleur. Cette double action permet non seulement une récupération de chaleur mais également une réduction du taux d'oxyde d'azotes (NO_x) dans les gaz de combustion et une augmentation du point de rosée des fumées, résultat de la combustion humide.

Le dimensionnement de ce type d'installation, principalement trois colonnes à garnissage, demande tout d'abord la caractérisation des transferts de masse et d'énergie entre le courant de gaz et le courant de liquide circulant dans les colonnes. L'objectif de ce travail est donc de simuler ces transferts à l'aide d'un modèle mathématique qui produit des profils représentatifs de la température du liquide ainsi que de la température et de l'humidité du gaz à l'intérieur des zones de contact direct. Chaque zone de contact direct est constituée d'une section majeure de garnissage sous laquelle est située une zone de douche, faisant également partie de la modélisation. La zone de garnissage est simulée par un liquide en écoulement piston avec dispersion axiale et un gaz en écoulement piston simple. La zone de douche, elle, est représentée par un liquide en écoulement piston sous forme de gouttelettes et un gaz sous forme de réacteur parfaitement mélangé (CSTR).

La validité du modèle est évaluée par comparaison de profils simulés avec des profils expérimentaux de température et d'humidité. Pour ce faire, la température du liquide ainsi que l'humidité et la température du gaz doivent être mesurées tout au long de la zone de contact direct. Dans cette zone, où les deux phases sont en contact intime, il est à priori difficile d'utiliser une instrumentation standard pour la prise des différentes mesures. Une étude de l'instrumentation doit donc être effectuée préalablement à l'obtention de données expérimentales valables. L'ensemble du travail tend ainsi vers l'obtention d'un outil de design intéressant et

contribue au développement des techniques de mesure en milieu biphasique. Les simulations effectuées à partir du modèle sont comparées aux données expérimentales obtenues sur le condenseur d'un chauffe-eau à contact direct d'une puissance de 220 kW, muni d'une PAVE. À l'aide de microthermocouples, la température de chaque phase est mesurée dans la zone de contact direct. La mesure de l'humidité, par contre, demandera de plus amples investigations. Pour cette raison, des expérimentations sont réalisées sur le condenseur uniquement, car l'état de saturation du gaz y étant permanent (les gaz sortent saturés du chauffe-eau et le demeurent tout au long du condenseur car ils y sont refroidis et la vapeur d'eau condense alors en suivant la courbe de saturation du gaz), il est facile de déduire l'hygrométrie du gaz à partir de sa température.

La modélisation est très intéressante de façon descriptive mais ne peut être utilisée immédiatement comme outil de dimensionnement fiable. En effet, le modèle devient très sensible pour des températures dépassant 60°C. Au-delà de cette température, la courbe de saturation des gaz subit une exponentielle et l'échange de chaleur latente et par le fait même le transfert de masse deviennent très importants et vivement marqués par une légère variation de la température du gaz. Le choix des paramètres touchant la chaleur latente de l'eau ainsi que les conditions d'entrée du gaz doivent donc faire l'objet d'une attention particulière pour cette gamme de température. C'est pourquoi le modèle demeure descriptif jusqu'à ce qu'il soit possible d'amoindrir cette sensibilité.

Une simplification du modèle a été faite lors de l'analyse des données expérimentales. Les profils expérimentaux ne démontrent aucun changement significatif de température ou d'humidité dans la zone de douche située sous le garnissage. Cette section de la colonne constitue un effet de bout qui a été considéré négligeable pour la suite de l'étude.

Les corrélations retenues suite à la validation du modèle, pour l'évaluation des différents coefficients de transfert et de dispersion axiale, permettent tout de même d'effectuer une démarche de dimensionnement rudimentaire pour l'évaluation de la hauteur de garnissage nécessaire dans un condenseur. Ceci toujours conditionnellement à un choix adéquat des paramètres discutés auparavant.

Une analyse plus approfondie du coefficient global de transfert de chaleur permettrait toutefois que les profils simulés coïncident avec un plus grand nombre de données expérimentales. L'obtention d'un coefficient de transfert de chaleur en phase gazeuse ainsi que d'un coefficient de transfert de chaleur en phase liquide qui correspondent spécifiquement au cas formé par le montage expérimental demande le développement de corrélations rattachées à ce montage. L'élaboration de telles corrélations requiert une étude propre à ce sujet. Sur le montage expérimental, des essais au niveau du chauffe-eau ainsi que de l'évaporateur permettraient également d'étudier le coefficient de transfert de masse. Comme le transfert de masse dans le condenseur est régi surtout par la thermodynamique (état de saturation) et non par la cinétique de transfert (celle-ci présentant un état de sursaturation qui n'est pas reproduit physiquement), la validité de la cinétique de transfert de masse (coefficient de transfert de masse) développée à l'intérieur de la modélisation n'a pu être vérifiée. Dans une situation où l'état de saturation n'est pas présent continuellement, par exemple lors d'un processus d'humidification, le transfert de masse (vapeur d'eau) est dépendant de la résistance au transfert de masse dans la couche limite de chacune des phases en contact et par la même occasion, est directement relié au coefficient global de transfert de masse. Enfin, cette nouvelle série d'essais confirmerait ou infirmerait la zone de douche comme effet de bout négligeable. Cette vérification est nécessaire surtout dans le cas du chauffe-eau, où il y a une trempe des gaz chauds au contact de l'eau, à la sortie de la chambre de combustion.

ABSTRACT

Direct contact heat transfer between a gas and a liquid involves the simultaneous transfer of both heat and mass (because some liquid is either condensing or evaporating). An application of this technology is the direct contact water heater, in which combustion gases are in contact with water in a packed column, to produce hot water for process needs, sanitary needs or space heating. A great advantage of the system is its capacity to recover not only the sensible heat but also a part of the latent heat content of the flue gas. The apparatus is really efficient when the gas exiting the contact zone is under the dew point of the flue gases (about 60°C). Above the dew point, the efficiency decreases rapidly because the latent heat of the gas is lost at the stack instead of being recovered and a part of the water to be heated is evaporated.

A water vapor pump (WVP) can be added to the system to recover the residual energy of the gas, normaly lost at the stack. This alternative requires the installation of two additional packed columns, an evaporator and a condenser, acting as a double heat and mass exchanger. The condenser, placed at the gas outlet of the water heater, recover the latent and sensible heat of the flue gases by direct contact with cold water. The gas is then evacuated at the stack at a temperature approaching the ambiant temperature. The heated water taken at the bottom of the condenser contains the residual energy of the flue gases, that can be returned to the system in the evaporator, by a direct contact between the heated water and the combustion air. The combustion air is then heated and humidified before its entry to the burner and the combustion chamber. Humid combustion reduces nitrogen oxydes emissions and increases the dew point of the combustion gases.

The design of this type of installation, mainly three paked columns, requires the characterisation of simultaneous heat and mass transfer occuring between gas and liquid in the columns. The main objective of this work is then to simulate those transfers by the resolution of a mathematical model, which produces humidity and temperature profiles reflecting the situation in the direct contact zone. Every contact zone is made of a packing height with a shower area at the bottom, also concerned by the model. The packed zone is simulated by a liquid in plug flow marked by axial dispersion and a gas in simple plug flow. The shower zone is simulated by liquid droplets in plug flow falling in a perfectly mixed gas.

Assessment of the model validity is achieved by comparison of simulated temperature and humidity profiles with experimental profiles. In that case, liquid temperature, gas humidity and gas temperature must be known along the column. In a liquid-gas contact zone, it is difficult to obtain specific measurements for each phase. An instrumental study is needed to solve this problem. Thus, the work tends to the developement of an interesting design tool and contributes to the advancement of measurement techniques in two-phase flow processes.

Experimental data are obtained from the condenser of a 220 kW WVP-direct contact water heater installation and compared to simulated profiles. Microthermocouples are used to measure each phase temperature along direct contact area. Humidity measurement is difficult and will need larger investigations. For this reason, condenser only is studied. As saturation state is always present in the condenser, gas humidity can be deduced from gas temperature.

The model is very interesting in a descriptive way but can not be used directly as a design tool. Model sensibility is evident for temperatures above 60°C. For this case, gas saturation curve is exponential and latent heat exchange as well as

mass transfer become very important and are deeply influenced by a slight variation of gas temperature. Choice of parameters touching latent heat of water and inlet conditions of the gas phase must be the object of a special attention for this temperature range. The model is then only descriptive until this sensibility can be reduced.

A simplification of the model has been applied during experimental data analysis. Experimental profiles do not show any significant change of temperature or humidity in the shower area situated below the packing. This section of the column constitute a end effect that has been neglected for the continuation of the study.

Correlations proposed to evaluate axial dispersion and transfer coefficients are suitable to execute rough design for a specific application of transfer in a condenser. For sure, validity of the packing height prediction is conditionnal to a great choice of the parameters discussed earlier.

A deeper analysis of the global heat transfer coefficient would permit a better fit between simulated profiles and experimental data. Development of correlations based on the experimental unit would permit to get more appropriate liquid and gas local heat transfer coefficient. Establishement of these correlations requirès an additionnal study on this specific subject.

Mass transfer coefficient can not be analysed by the tests done on the condenser. In this column, mass transfer is governed by thermodynamic mechanism (saturation curve) instead of kinetic mechanism (mass transfer resistance in each phase). In this way, kinetic part of the model, concerning mass transfer, still unverified. In the water heater or the evaporator, where saruration state is not always present, kinetic mechanism is governing mass transfer. Experimentations

on those columns would permit to analyse the mass transfer coefficient.

Finally, these extra tests would confirm or invalidate shower zone as a negligable end effect. This verification is important especially for the case of the water heater where hot gases exiting combustion chamber are quenched by a water stream.

TABLE DES MATIÈRES

LISTE DES TABLEAUX

LISTE DES FIGURES

LISTE DES ANNEXES

NOMENCLATURE

a	surface spécifique (m^2/m^3)
a_e	surface spécifique effective (m^2/m^3)
a_p	surface spécifique de la paroi de la colonne (m^2/m^3)
A	section du chauffe-eau (m^2)
A_e	surface d'une gouttelette sphérique de même volume (m^2)
A_g	surface d'une gouttelette (m^2)
Bo	nombre de Bodenstein
Co	correction de Ackerman
Cp	chaleur spécifique ($J/mol \cdot K$)
d	dimension nominale du garnissage (m)
d_e	diamètre équivalent du garnissage ($6(1-\varepsilon)/A$) (m)
d_g	diamètre équivalent des gouttelettes (m)
d_i	diamètre interne du garnissage (m)
d_o	diamètre externe du garnissage (m)
D	diamètre de la colonne (m)
D_G	diffusivité moléculaire de la vapeur d'eau dans le gaz (m^2/s)
D_T	coefficient de dispersion axiale (m^2/s)
e	coefficient d'eccentricité des gouttelettes
E	ratio d'aspect des gouttelettes
EA	excès d'air au brûleur (fraction ou pourcentage)
Eo	nombre de Eötvös
F	flux massique ($kg/m^2 \cdot s$)
Fi	nombre du film liquide
F_p	facteur de garnissage (m^{-1})
Fr	nombre de Froude

g	accélération gravitationnelle (9,8 m/s^2)
Ga	nombre de Galilei
G_M	flux molaire de la phase gazeuse (base humide) ($mol/m^2 \cdot s$)
G_S	flux molaire de la phase gazeuse (base sèche) ($mol/m^2 \cdot s$)
h	hauteur courante (m)
h	enthalpie molaire (J/mol)
h_L, h_G	coefficient de transfert de chaleur en phase liquide, en phase gazeuse ($W/m^2 \cdot K$)
$h_L a$, $h_G a$	coefficient volumique de transfert de chaleur en phase liquide, en phase gazeuse ($W/m^3 \cdot K$)
H	hauteur de la section de garnissage (m)
k_G, k_L	coefficient de transfert de masse en phase gazeuse, en phase liquide (m/s)
$k_G a$, $k_L a$	coefficient volumique de transfert de masse en phase gazeuse, en phase liquide (m/s)
K	coefficient global de transfert de chaleur ($W/m^2 \cdot K$)
Ka	coefficient volumique global de transfert de chaleur ($W/m^3 \cdot K$)
K_G	coefficient global de transfert de masse (basé sur la phase gazeuse) (m/s)
$K_G a$	coefficient volumique global de transfert de masse (basé sur la phase gazeuse) (s^{-1})
L	densité du flux de liquide ($m^3/m^2 \cdot s$)
Le	nombre de Lewis
L_M	flux molaire de la phase liquide ($mol/m^2 \cdot s$)
m'	pente d'une corde de la courbe d'équilibre liquide-vapeur
M	nombre de Morton
M	masse molaire (kg/mol)
n	débit molaire (mol/s)
N_{CH4}	débit molaire de gaz naturel (méthane) au brûleur (mol/s)
$\%O_2$	quantité d'oxygène dans les gaz de combustion (base sèche) (%)

p^*	pression de vapeur du liquide à l'équilibre (mmHg)
P	pression du système (Pa)
PCS	pouvoir calorifique supérieur (J/m^3)
Pe	nombre de Peclet
Pr	nombre de Prandtl
q_T	quantité totale de chaleur transmise entre la phase gazeuse et la phase liquide (W)
Q	perte de chaleur à l'environnement (W)
Q_F	perte d'énergie aux fumées (J/m^3)
Q_L	chaleur latente transférée (W)
Q_S	chaleur sensible transférée (W)
r_{H2O}	chaleur de condensation (ou d'évaporation) de l'eau (J/mol)
R	constante universelle des gaz (8,314 $m^2 \cdot Pa/mol \cdot K$)
Re	nombre de Reynold
Sc	nombre de Schmidt
Sh	nombre de Sherwood
T	température (K)
T_{amb}	température ambiante (K)
Tc	température critique (K)
T_p	température de la paroi (K)
ΔT	variation de température (K)
u_t	vitesse terminale des gouttelettes (m/s)
U	coefficient de transfert de chaleur de la paroi à l'environnement ($W/m^2 \cdot K$)
U_G	vitesse superficielle de la phase gazeuse (base humide) (m/s)
U_{GS}	vitesse superficielle de la phase gazeuse (base sèche) (m/s)
V	débit volumique (m^3/s)
Vc	volume critique (cm^3/mol)
V_g	volume d'une gouttelette (m^3)

We nombre de Weber

y_{H2O} fraction molaire (ou concentration) de vapeur d'eau en phase gazeuse (base humide) (mol/mol $_{gaz}$)

y^*_{H2O} fraction molaire (ou concentration) de vapeur d'eau à saturation en phase gazeuse (base humide) (mol/mol$_{gaz}$)

Y_{H2O} fraction molaire (ou concentration) de vapeur d'eau en phase gazeuse (base sèche) (mol/mol$_{gaz\ sec}$)

Y^*_{H2O} fraction molaire (ou concentration) de vapeur d'eau à saturation en phase gazeuse (base sèche) (mol/mol$_{gaz\ sec}$)

Lettres grècques

α facteur de correction pour la diffusion de Stephan

α coefficient de filtration digitale

α diffusivité thermique (m^2/s)

ε fraction de vide du garnissage

λ quantité de chaleur latente transmise entre la phase gazeuse et la phase liquide (W)

η_t rendement théorique de chauffage

μ viscosité (Pa.s)

ρ densité (kg/m^3)

σ tension de surface du liquide (N/m)

σ_c tension de surface critique du garnissage (N/m)

ϕ, ϕ_T rétention de liquide totale du garnissage

ϕ_d rétention de liquide dynamique (ou opérationnelle) du garnissage

ϕ_s rétention de liquide statique du garnissage

ψ ratio de la densité de l'eau sur la densité du liquide

Indices

CH_4	gaz naturel (méthane)
d	associé à la zone de douche
e	lors de l'entrée du courant dans la colonne
ed	lors de l'entrée du courant dans la zone de douche
eg	lors de l'entrée du courant dans la zone de garnissage
G	phase gazeuse
GS	phase gazeuse en base sèche
H_2O	vapeur d'eau
i,n	ième ou nième donnée
i+1, n+1	donnée suivante
i-1, n-1	donnée précédente
L	phase liquide
moyen	valeur moyenne sur la zone
N_2	azote
réf	référence
s	lors de la sortie du courant de la colonne

CHAPITRE I
INTRODUCTION

Le transfert de chaleur est omniprésent dans diverses activités industrielles. Ce phénomène fait l'objet d'une attention particulière dans les procédés dits à contact direct, c'est à dire où les courants qui échangent ne sont pas séparés par une paroi, comme ils le seraient par exemple dans un échangeur de chaleur traditionnel. Lorsqu'il y a contact direct entre deux courants, le transfert de chaleur est accompagné d'un transfert de masse, qui peut accentuer ou ralentir le transfert de chaleur. Le contact peut se faire entre deux courants de même phase (solide, liquide ou gaz) ou entre deux phases distinctes. Le contact gaz-liquide à l'intérieur d'une colonne à garnissage est utilisé dans bon nombre d'applications:

- humidification ou déshumidification;
- absorption ou désorption;
- distillation;
- réaction chimique;
- échange de chaleur.

Parmi ces applications, l'échange de chaleur par contact direct dans une colonne à garnissage est visé par la présente étude. Plus spécifiquement, les transferts de masse (vapeur d'eau) et d'énergie lors du chauffage ou du refroidissement d'un courant d'eau par un gaz sont concernés.

La modélisation mathématique des transferts de masse et d'énergie dans de tels échangeurs à contact direct permet de comprendre les phénomènes importants en présence mais également de simuler différentes situations de fonctionnement. Les simulations deviennent alors un outil de design intéressant car elles offrent

une voie de dimensionnement des appareils. De cette façon, les situations de surdimensionnement sont évitées et l'adéquation de l'équipement est assurée pour les conditions d'opération choisies.

1.1 Objectifs

L'objectif principal de cette étude est donc la caractérisation des transferts de masse (vapeur d'eau) et d'énergie dans une colonne à garnissage où il y a contact entre un courant d'eau et un courant de gaz circulant en sens inverse. Cet objectif sera satisfait par la réalisation de divers objectifs plus spécifiques:

- modélisation mathématique des transferts de masse et d'énergie basée sur les caractéristiques d'un montage expérimental;
- simulations des profils de température et d'humidité, pour différentes conditions d'opération;
- établissement de profils de température et d'humidité par des mesures sur un montage expérimental;
- validation du modèle par comparaison des simulations avec les données expérimentales.

La zone de douche, située à la base de toute colonne à garnissage, en dessous de celui-ci, est également concernée par l'étude en tant qu'effet de bout non-négligeable. Conséquemment, cette partie de la colonne à garnissage fera partie intégrante du sujet de recherche.

L'atteinte de l'objectif principal ne peut être réalisée sans l'implication d'un objectif secondaire important concernant la prise de mesures lors des expérimentations. En effet, l'établissement des profils expérimentaux de température et d'humidité

nécessite une instrumentation adéquate. Celle-ci doit permettre la mesure de l'humidité et de la température du gaz ainsi que celle du liquide, à différentes hauteurs de la zone de contact direct, où les phases liquide et gazeuse sont en mélange intime. Cet objectif secondaire prend toute son importance du fait qu'une telle instrumentation n'existe pas de façon courante sur le marché. Ainsi, préalablement à la réalisation de l'objectif principal, les techniques associées à la mesure de la température et de l'humidité dans un milieu où un liquide est en contact intime avec un gaz doivent être élaborées.

1.2 Organisation du mémoire

Les prochains chapitres du document présenteront successivement:

- la description de la technologie concernée par l'étude, soit le contact direct entre un gaz et un liquide dans une colonne à garnissage et plus spécifiquement un chauffe-eau à contact direct;
- la description du montage expérimental, un chauffe-eau à contact direct, qui servira de référence à l'écriture des chapitres suivants;
- une revue bibliographique des travaux antérieurs de modélisation des échanges de matière et de chaleur dans une colonne à garnissage ainsi que l'élaboration d'un modèle mathématique caractérisant les transferts de masse et d'énergie dans une colonne à garnissage servant d'échangeur de chaleur à contact direct gaz-liquide;
- les simulations effectuées à partir de la résolution numérique du modèle développé;
- le plan expérimental et l'analyse des résultats expérimentaux, cette analyse comprenant la comparaison avec les simulations et la validation du modèle.

CHAPITRE II
PRÉSENTATION DE LA TECHNOLOGIE

2.1 Échangeurs à contact direct

La technologie du contact direct entre un gaz et un liquide trouve plusieurs applications dans l'industrie d'aujourd'hui [34,55]:

- absorption;
- désorption;
- distillation;
- réaction chimique;
- humidification;
- déshumidification;
- échange de chaleur.

Parmi ces applications, l'échange de chaleur occupe une place importante car il s'agit d'une opération requise dans une multitude de procédés et systèmes. Les échangeurs de chaleur à contact direct fonctionnent selon le même principe que les échangeurs conventionnels, à la différence qu'ils ne présentent pas de cloison entre le courant chaud et le courant froid. Cette particularité a un effet positif sur l'efficacité du transfert car elle permet une récupération maximale du potentiel thermodynamique de la source de chaleur [35].

D'une part, l'efficacité de transfert n'est pas limitée par la résistance thermique supplémentaire que représente une cloison. Également, lors d'un échange de chaleur à contact direct, le transfert de chaleur est souvent accompagné d'un transfert de masse simultané [35,59]. Ce transfert de masse se traduit par

l'évaporation d'une partie du liquide (ou d'un composant qui fait partie de la phase liquide) ou par la condensation partielle ou totale d'une vapeur [59]. Les transferts de chaleur et de masse peuvent agir dans la même direction ou dans des directions opposées [19,59]. Lorsqu'ils agissent dans la même direction, leur action est couplée et le taux de récupération thermodynamique est augmenté, tout comme l'efficacité thermique [5,19,26,37,59]. Par contre, des directions de transfert opposées impliquent une nuisance à l'efficacité globale de transfert de chaleur et par le fait même, une efficacité thermique moindre [1,7,59]. Cette situation doit donc être évitée lorsque l'application le permet. La figure 2.1 résume les différentes situations pouvant survenir lors d'un transfert simultané de chaleur et de masse [59].

Enfin, la configuration des échangeurs conventionnels présente souvent une détérioration de l'efficacité de transfert à cause de phénomènes tels l'encrassement des parois, le stress thermique (dans les opérations à haute température) ou la corrosion [30,35].

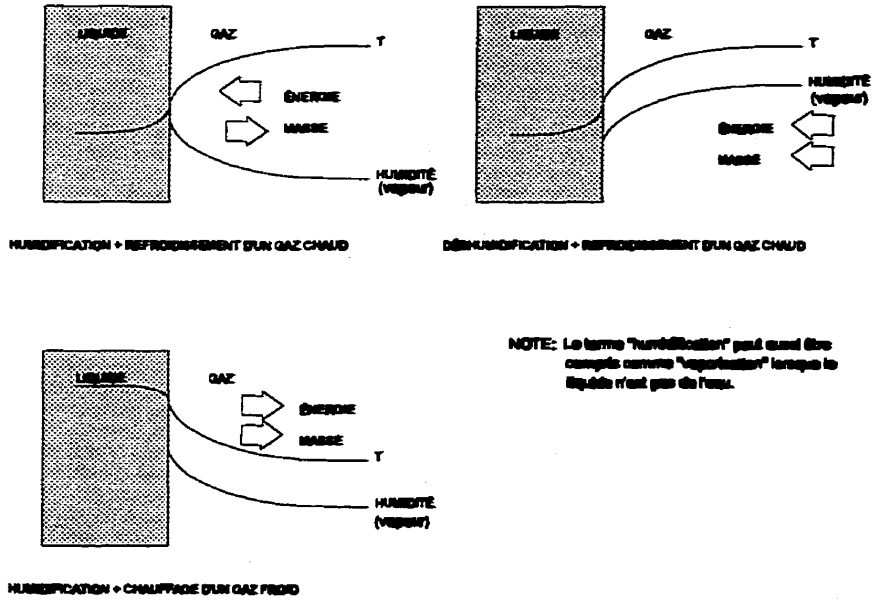


Figure 2.1 Transfert simultané de masse et d'énergie (tiré de Woods, 1995)

Plusieurs types d'appareils sont utilisés pour réaliser un échange de chaleur entre un gaz et un liquide. Certains présentent la phase liquide comme phase continue et d'autres, comme phase dispersée. Parmi les appareils où la phase liquide est continue, on retrouve [1,19,30,55] :

- les colonnes à bulles;
- les réservoirs agités;
- les colonnes à plateaux;
- les installations de combustion submergée (voir les travaux de Guy et al. [22,23,24]).

Les installations présentant une phase liquide dispersée se situent principalement dans l'énumération suivante [19,30,55]:

- tours de ruissellement ("wetted-wall towers");
- colonne à pulvérisation ("spray towers");
- chambre de pulvérisation ("spray chamber");
- colonnes à garnissage;
- tours de refroidssement.

Le choix d'un appareil en particulier dépend de facteurs tels les conditions opératoires utilisées ou l'espacement disponible pour cet appareil. Par exemple, une colonne à pulvérisation, qui est une colonne vide où le liquide se déplace par gravité sous forme de gouttelettes dans une phase gazeuse se déplaçant vers le haut, possède une grande capacité mais une faible efficacité thermique. Ceci est dû principalement au faible taux de rétention liquide que l'on retrouve dans ce type de colonne [35]. Par contre, une colonne à garnissage, qui possède une rétention de liquide beaucoup plus élevée ainsi qu'une surface spécifique très étendue, est très efficace thermiquement mais d'une capacité plus faible à cause de l'engorgement plus facile dans les pièces de garnissage qui remplissent la colonne [35]. Ainsi, à efficacité équivalente, une colonne à garnissage sera d'une hauteur

moindre qu'une colonne à pulvérisation. D'un autre point de vue, pour les mêmes débits, une colonne à pulvérisation possédera un diamètre moindre qu'une colonne à garnissage [35]. Il faut donc toujours vérifier que l'appareil choisi est adéquat et répond aux besoins de l'application visée.

Les échangeurs de chaleurs par contact direct entre un gaz et un liquide sont utilisés dans diverses applications. Certaines de ces applications sont conventionnelles, c'est-à-dire associées également aux échangeurs de chaleur classiques [19,35,59]:

- trempe de gaz (pyrolyse ou combustion par exemple);
- chauffage d'un liquide ou d'un gaz;
- refroidissement d'un liquide ou d'un gaz.
- refroidissement d'un gaz avec condensation ou déshumidification[1] partielle ou totale;

D'autres applications, qui demandent une interaction directe avec la phase liquide, sont propres aux échangeurs à contact direct [19,35,59]:

- refroidissement d'un gaz avec vaporisation du liquide ou humidification[1];
- chauffage d'un gaz avec vaporisation ou humidification[1].

L'application de transfert de chaleur par contact direct ciblée dans cet ouvrage est le chauffage de l'eau. La section suivante présente donc l'information reliée aux chauffe-eau à contact direct.

---

1. Les termes "humidification" et "déshumidification" sont reliés à la vapeur d'eau tandis que "vaporisation" et "condensation" sont reliés à une vapeur quelconque.

2.2 Chauffe-eau à contact direct

Les chauffe-eau à contact-direct sont une application de transfert de chaleur qui s'effectue fréquemment dans une colonne constituée d'une zone de garnissage et d'une zone de douche plus ou moins importante [5,6,26,36,37,46]. Le fluide froid est évidemment l'eau et le fluide chaud est souvent constitué de fumées de combustion. La figure 2.2 présente un schéma type de ce genre d'appareil.

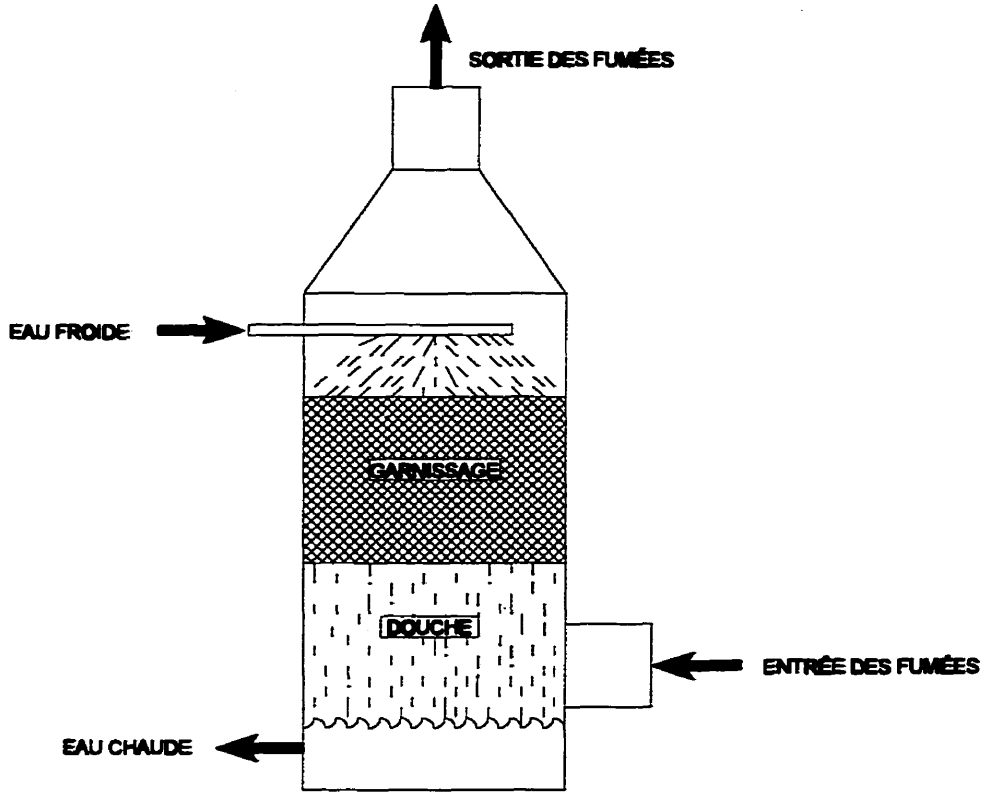


Figure 2.2 Chauffe-eau à contact direct

Les fumées utilisées comme fluide chaud peuvent provenir de la combustion de divers produits, quoique le gaz naturel soit préconisé dans la plupart des cas [1,5,26,54], et ceci, pour diverses raisons.

Quand on parle de combustion, une certaine acidification de l'eau ne peut être évitée à cause de l'absorption dans l'eau de divers composants se retrouvant automatiquement dans un gaz de combustion. Ainsi, une partie du bioxyde de carbone (CO_2) et du monoxyde de carbone (CO) contenus dans les fumées formera de l'acide carbonique, et les oxydes d'azote (NO_x) formeront une faible quantité d'acide nitrique et d'acide nitreux [31,49,52]. La vapeur d'eau qui condense dans ce type d'installation est elle aussi acide, mais la dilution dans le courant d'eau de procédé n'affecte pas beaucoup le pH [19]. Cette double acidification produit une eau à un pH entre 5.3 et 7.8 (cette dernière valeur, légèrement basique, correspond probablement au pH de l'eau à l'entrée ou d'une eau qui n'est pas affectée par les faibles taux de transfert) [1,6,51], relié aux conditions opératoires, et n'engendre pas d'effet perceptible dans plusieurs applications du commerce et de l'industrie [1]. Le gaz naturel, à l'exception de mercaptans à l'état de traces, ne contient pas de sulfures, qui, quand ils brûlent, produisent des oxydes de soufre [1,54]. Ceux-ci, lorsqu'ils sont en contact avec l'eau, s'y absorbent en partie et se transforment en acide sulfurique, ce qui fait monter le niveau d'acidité de l'eau et restreint le domaine d'application commercial et industriel [54]. Les huiles et les combustibles solides tel le charbon contiennent tous du soufre en quantité plus ou moins importante. Le bois n'en contient pas beaucoup ou pas du tout mais il produit, tout comme le charbon, des cendres, qui peuvent constituer une autre source de contamination de l'eau et un problème d'encrassement [54]. Également, le gaz naturel présente un potentiel de récupération d'énergie plus grand que les huiles ou les combustibles solides, dû à son contenu supérieur en hydrogène [54].

Le type d'appareil de contact choisi généralement pour le chauffage de l'eau par contact direct, c'est-à-dire une combinaison entre une colonne à garnissage et une colonne de douche, répond bien aux exigences d'une telle application. Premièrement, la zone de douche, située directement à l'entrée des gaz, sous le garnissage, permet une distribution des gaz de combustion avant leur entrée dans la zone de garnissage ainsi qu'un premier échange gaz-liquide [19]. La colonne de douche peut accepter de grands débits mais est peu efficace au niveau des échanges thermique et massique [35]. Pour cette raison, afin de réduire la hauteur du chauffe-eau, une zone de garnissage est située au-dessus de la zone de douche.

Le garnissage présente une surface d'échange beaucoup plus grande que celle offerte par les gouttelettes d'eau de la douche et possède alors une efficacité d'échange supérieure à celle de la douche [35]. Une colonne à garnissage est recommandée pour les applications qui demandent une faible perte de charge [12], ce qui est habituellement le cas des chauffe-eau à contact direct. Une faible perte de charge est requise afin de réduire les dimensions et les coûts associés au ventilateur chargé de pousser l'air au brûleur et par le fait même, les gaz de combustion à travers la colonne de contact direct [5]. En résumé, la colonne à garnissage présente un bon rapport capacité/efficacité [12] qui s'applique très bien aux conditions opératoires rencontrées généralement dans les applications de chauffage de l'eau par contact direct.

Le chauffage de l'eau dans ce type de chauffe-eau n'est donc pas réalisé dans une zone unique mais bien dans deux zones, soient la zone de garnissage et la zone de douche, celle-ci servant également de trempe pour les gaz de combustion très chauds entrant dans le chauffe-eau [59]. Certaines installations présentent une zone additionnelle de chauffage de l'eau, lorsque la chambre de combustion est

située dans la zone de stockage de l'eau chaude, au bas de la colonne [1,6,25,26], ou lorsque la combustion se fait en mode submergé [1,22,23,24]. Dans ces deux cas, trois sections de transfert sont à considérer, ce qui peut réduire quelque peu la hauteur de garnissage ou de douche nécessaire pour obtenir la même efficacité de chauffage.

2.2.1 Rendement thermique

Quand les gaz sortent à basse température d'un chauffe-eau à contact direct, il est possible de récupérer une partie de la chaleur latente des fumées de combustion, celles-ci contenant une part assez importante de vapeur d'eau formée lors de la combustion et évaporée lors du contact avec les gaz chauds [5,19,26,37,59]. En effet, passé une certaine température de refroidissement des gaz, le point de rosée des fumées est atteint et une plus ou moins grande partie de la vapeur d'eau contenue dans les fumées est alors condensée [1,7]. Les fumées sortent ainsi saturées de la zone de contact direct et le degré de condensation dépend de la température de sortie des gaz, celle-ci étant directement reliée à l'humidité absolue à saturation. De cette façon, de l'énergie supplémentaire est récupérée et il est alors possible de se rapprocher du "pouvoir calorifique supérieur" du combustible et par la même occasion, d'augmenter le rendement de chauffage [7].

Le rendement de chauffage théorique, c'est-à-dire celui qui tient compte uniquement des pertes aux fumées, est défini par l'équation 2.1[7]. Par cette équation, il devient simple de constater que le fait de récupérer une partie de l'énergie latente normalement perdue aux fumées diminue le coefficient Q_F et accroît effectivement le rendement théorique η_t.

$$\eta_t = 1 - \frac{Q_F}{PCS} \qquad (2.1)$$

où Q_F est la perte d'énergie aux fumées, PCS est le "pouvoir calorifique supérieur" du combustible et η_t est le rendement théorique de chauffage.

L'efficacité thermique obtenue dans un chauffe-eau à contact direct est supérieure à 90% lorsque la température de sortie des gaz est au dessous de la température de rosée et qu'il y a ainsi récupération de chaleur latente [1,6,7,8,25]. Comme la température de sortie des gaz dépend de la température d'entrée de l'eau, celle-ci doit toujours se trouver au dessous de la température de rosée des gaz (qui se trouve autour de 60°C), sans quoi le phénomène global observé dans la zone de contact direct sera une évaporation partielle de l'eau chauffée au lieu d'une condensation de la vapeur [1,7].

Lorsque le phénomène d'humidification devient significatif, le rendement de chauffage décroît rapidement [7]. La figure 2.3 présente une courbe typique de l'efficacité d'un chauffe-eau à contact direct en fonction de la température d'entrée de l'eau, si l'on considère que celle-ci présente un écart de 5°C avec les fumées de combustion sortant de l'appareil et que ces fumées sortent saturées [21]. Une première courbe est établie avec un ratio d'air stoechiométrique et une deuxième, avec un excès d'air de 20%.

En outre, pour obtenir une haute efficacité, l'évaporation d'eau inévitable au contact des gaz chauds ainsi que la formation de vapeur d'eau lors de la combustion doivent être contrecarrées par une zone plus importante de condensation, avant la sortie des gaz de la zone de contact direct [1,7,19].

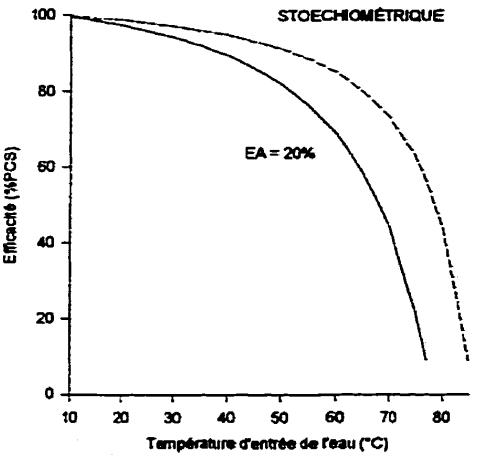


Figure 2.3 Relation entre l'efficacité de chauffage et la température d'entrée de l'eau dans un chauffe-eau à contact direct

Les différentes zones et phénomènes que l'on doit retrouver dans un chauffe-eau à contact direct pour obtenir une haute efficacité de chauffage sont présentés à la figure 2.4 [19].

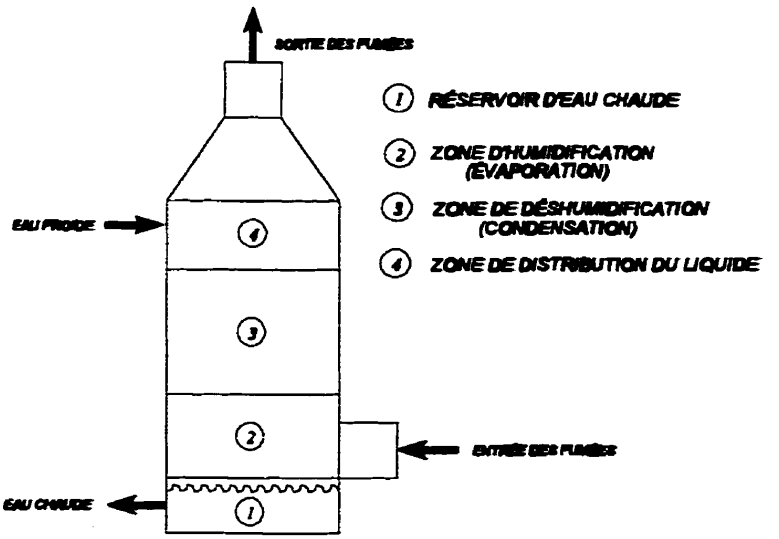


Figure 2.4 Sections et phénomènes associés au chauffe-eau à contact direct

Le rendement thermique est également relié au design des diverses composantes internes du chauffe-eau. Entre autres, la distribution de l'eau dans le garnissage doit être uniforme radialement. Pour ce faire, une attention particulière doit être portée au type de distributeur employé ainsi qu'au garnissage qui est utilisé.

2.2.2 Distribution d'eau et garnissage

L'efficacité de distribution dans le garnissage et par le fait même, l'efficacité de transfert du garnissage sont étroitement liées à la distribution initiale de l'eau. Une distribution non-homogène produira une baisse de l'efficacité du garnissage [4,15]. Chaque type de garnissage possède sa propre distribution naturelle du liquide, qui se développe si la hauteur de garnissage est suffisante [4]. Une distribution initiale du liquide qui est meilleure que la distribution normale du garnissage se détériorera peu à peu pour retrouver, plus bas dans la colonne de garnissage, la distribution normale du garnissage [4]. Ceci aura pour effet de diminuer l'efficacité de transfert, si la hauteur de colonne est suffisante pour permettre la détérioration de la distribution initiale. Par contre, une distribution initiale pire que la distribution normale du garnissage mènera à des gradients de concentration importants et diminuera de beaucoup la surface spécifique d'échange nécessaire au transfert de masse et de chaleur [4] et ce, sur toute la hauteur de la colonne. De plus, le retour à la distribution normale du garnissage est beaucoup plus lent dans le cas d'une maldistribution initiale que dans le cas d'une bonne distribution initiale, ainsi, l'ajout d'une hauteur supplémentaire de garnissage n'arrive pas à compenser pour une maldistribution initiale [4].

Ces remarques démontrent la nécessité d'une bonne distribution initiale et par le fait même, d'un choix adéquat de distributeur. Quatre catégories de distributeurs existent sur le marché [4,15]:

1. ***Distributeurs à plaque perforée ("pan")*:**

Ce type de distributeur est constitué d'une plaque perforée qui laisse s'écouler le liquide sur le garnissage au-dessous. Des tubes de montée circulaires ou rectangulaires sont également distribués au travers du patron d'orifices pour permettre à la phase gazeuse de monter.

2. ***Distributeurs à canaux ("narrow trough")*:**

Cet autre arrangement est composé d'une série de canaux, généralement d'une largeur de 7 à 10 cm, où l'eau est distribuée à l'aide d'une ou plusieurs "boîtes de répartition", situées à 90° des canaux, et qui sont perforées à la base ou à la paroi. La distribution au garnissage, elle, est faite grâce à des orifices situés à la base ou à la paroi des canaux.

3. ***Distributeurs à tubes perforés*:**

Cette troisième catégorie de distributeurs propose une série de tubes perforés, placés parallèlement les uns par rapport aux autres ou concentriques et situés de part et d'autre d'un tube central, qui les alimente en liquide.

4. ***Distributeurs à buses ("spray nozzle")*:**

Les distributeurs à buses, ou atomiseurs, ressemblent beaucoup aux distributeurs à tubes perforés, aux seules différences que des buses

sont utilisées à la place des orifices et que la densité des buses est moindre que la densité des orifices dans un distributeur à tubes perforés.

Chacune de ces catégories possède ses propres caractéristiques et le choix judicieux d'un distributeur pour un chauffe-eau à contact direct doit être basé sur la connaissance de ces différentes caractéristiques. Le tableau 2.1 résume les caractéristiques associées à chacune des catégories de distributeurs [4,15] et permet de repérer le type de distributeur requis.

Le nombre de points de distribution doit également être suffisant pour procurer une distribution adéquate. Pour des colonnes à diamètre important (>1.2 m), il est généralement suggéré d'utiliser au moins 50 points d'introduction de liquide sur le garnissage pour chaque m^2 sur la section de la colonne [6].

Dans certains cas, lorsque le garnissage choisi détériore la distribution initiale, il est nécessaire d'installer, plus bas dans la colonne, un deuxième distributeur ou autre appareillage de redistribution tel un ensemble de déflecteurs [4]. Une redistribution du liquide est nécessaire tous les 5 à 10 diamètres de colonne pour un garnissage de type anneau, et au moins à tous les 6 m pour tout autre genre de garnissage non-structuré [12]. Dans le cas d'un garnissage structuré, l'effet est pire et la redistribution doit être effectuée très fréquemment (voir les paragraphes suivants pour une description des types de garnissage) [4]. Les références [4] et [15] fournissent de l'information sur les divers appareillages de redistribution.

Tableau 2.1 Caractéristiques des types de distributeurs

Type	Alimentation	Débit optimal	Diamètre de colonne optimal	Modulation	Autres spécifications
Plaque perforée	gravité	moyen	0,6 - 2 m	2:1	Très bonne distribution; À utiliser avec un garnissage qui ne redistribue pas beaucoup le liquide (type anneau); Orifices sujets à encrassement si présence de solide dans le liquide; Aire faible pour le passage des gaz et possibilité d'engorgement.
Canaux	gravité	faible à modéré	> 1,2 m	5:1	Le modèle avec les orifices à la paroi peut accepter de faibles quantités de solide sans encombre; Souvent un choix pour un garnissage structuré; Distribution uniforme difficile en périphérie; Aire importante pour le passage des gaz.
Tubes perforés	gravité ou pression	moins de 7 l/s/m^2	jusqu'à 3 m	2:1	Une des meilleures distribution à faible débit; Orifices sujets à encrassement si présence de solide dans le liquide; Aire importante pour le passage des gaz.

Tableau 2.1 Caractérisation des types de distributeurs (suite)

Buses	pression	similaire à tubes perforés	similaire à tubes perforés	2:1	Souvent la solution la moins coûteuse; Bonne distribution si les buses sont bien situées; attention à: zones de double et triple arrosage et zones sèches près des parois; Buses sujettes à encrassement si présence de solide dans le liquide; Plusieurs fines gouttelettes sont emportées avec les gaz; Aire importante pour le passage des gaz.

Comme on est amené à le constater, le type de garnissage est un autre paramètre important qui influe sur la distribution du liquide ainsi que sur l'efficacité de transfert. Les types de garnissage principalement utilisés de nos jours offrent deux principaux avantages: une grande surface spécifique et une faible perte de charge [4,40]. Plus la surface spécifique est importante, plus l'aire disponible au transfert est étendue et l'efficacité est augmentée [40]. Le garnissage peut être placé dans la colonne de façon structurée ou non-structurée.

Le garnissage non-structuré, c'est-à-dire mis dans la colonne au hasard, en pièces détachées, se présente sous trois formes de base, soit la sphère, l'anneau ou la selle [40]. Les formes de bases, qui présentent des caractéristiques moins avantageuses (plus grande perte de charge et/ou surface spécifique restreinte), ont été améliorées par le développement de nouvelles séries de garnissages, découlant toutes des trois formes basiques [4,40].

La figure 2.5 présente plusieurs des garnissages non structurés existants sur le marché, depuis la forme la plus simple jusqu'à des formes plus complexes, offrant de meilleurs attraits.

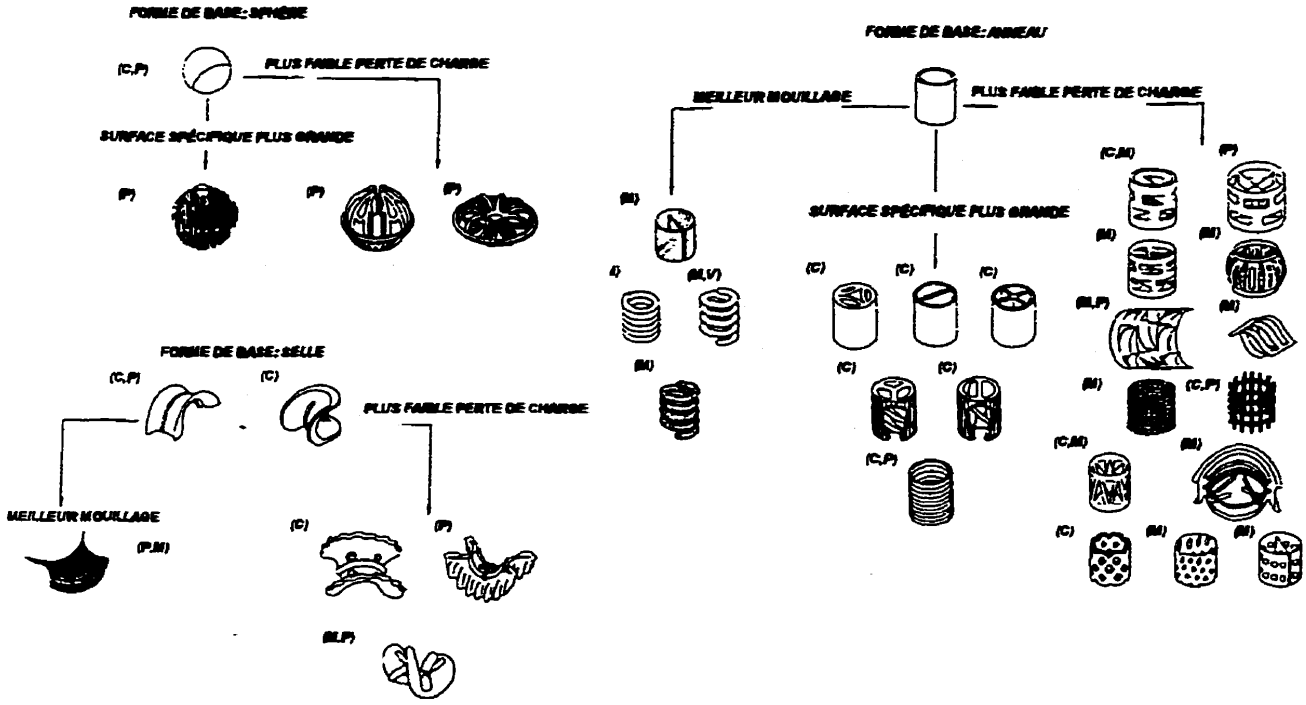


Figure 2.5 Types de garnissages non-structurés rencontrés sur le marché C:céramique, M:métal, P:plastique, V:verre (tiré de Mersmann et Deixler, 1986)

On appelle garnissage structuré un garnissage qui présente un assemblage fixe et symétrique et qui peut être entré d'une seule pièce dans la colonne. La figure 2.6 montre des exemples de ce type de garnissage. Encore une fois, la surface

spécifique ainsi que la perte de charge sont différentes selon le genre de structure choisie quoique la perte de charge soit habituellement inférieure à celle reliée à un garnissage non-structuré [4].

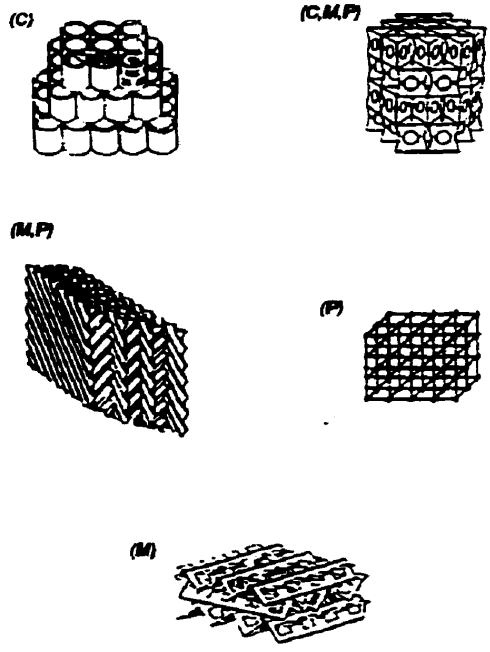


Figure 2.6 Garnissages structurés (tiré de Mersmann et Deixler, 1986)

Les matériaux de fabrication du garnissage, structuré ou non, sont principalement le métal, le plastique, le verre et la céramique [40] et l'utilisation d'un matériau particulier dépend directement des conditions d'opérations dans lesquelles sera placé le garnissage: température, acidité, viscosité, etc.

En ce qui concerne la distribution naturelle de liquide associée à un garnissage, on remarque qu'un garnissage structuré présente la plus pauvre aptitude à distribuer radialement un liquide, ainsi, ce genre de garnissage est le plus sensible à une mauvaise distribution initiale [4]. Du côté des garnissages non-structurés, ce sont les types "anneau" qui demandent la meilleure distribution initiale.

Afin de procurer une bonne distribution dans tous les genres de garnissages, les distributeurs d'aujourd'hui sont développés de façon à rencontrer les exigences d'un garnissage structuré, qui est le pire des cas disponibles [4]. Ainsi, lorsqu'il est possible d'agencer une bonne distribution de liquide, une faible perte de charge ainsi qu'une surface spécifique importante, l'efficacité de transfert dans un chauffe-eau à contact direct, déjà élevée dans ce type d'appareil, devient d'autant plus intéressante.

2.2.3 Aspect environnemental

Un autre aspect intéressant du chauffe-eau à contact direct est sa compatibilité environnementale. En effet, le contact direct est source de réduction des NO_x (oxydes d'azote) contenus dans les gaz de combustion, une partie de ceux-ci s'absorbant dans l'eau pour former l'acide nitrique et l'acide nitreux [19,31,49,52]. Aussi, dans ce type d'appareil, la combustion peut s'effectuer soit directement dans la partie "douche" du chauffe-eau, soit en mode submergé ou encore à l'intérieur d'une chambre de combustion entourée d'eau ou submergée, ces quatre alternatives ayant toutes le même effet: un refroidissement rapide des fumées de combustion, qui réduit à la source la production des oxydes d'azote formés thermiquement [8,33,46].

Les niveaux de NO_x obtenus dans ce type d'installation peuvent se situer sous 20 ppmv à 3% d'O_2 [6,8]. Également, il est possible de retrouver une concentration de CO dans les fumées sous 100 ppm (à 3% d'O_2) [8].

Les normes 1146-1 et 1146.1-1 du "Southern Californian Air Quality Management District", qui comptent parmi les plus strictes, stipulent que les émissions des chaudières, générateurs de vapeur et tout autre équipement de chauffage d'un

procédé industriel, institutionnel et commercial ne doivent pas dépasser les concentrations en NO_x et CO fixées par la loi en fonction de la puissance des équipements. Pour une puissance de 580 à 1450 kW, ces concentrations ont été fixées à 30 ppm de NO_x et 400 ppm de CO (corrigées à 3% d'O_2) [8].

Il est certain que les émissions de NO_x et de CO sont en premier lieu associées au type de brûleur utilisé et aux conditions de la combustion. Un faible excès d'air réduit la formation des oxydes d'azote mais augmente la formation d'oxyde de carbone et vice et versa [33]. L'excès d'air choisi doit donc être un compromis permettant une situation optimale. Certains types de brûleurs utilisent des techniques propres à la réduction de la formation des NO_x par un abaissement de la température de combustion. Parmi ces techniques, on retrouve la combustion étagée (brûleurs à alimentation étagée)ainsi que la combustion de surface(brûleurs à fibre métallique), où la flamme est courte et distribuée à la surface d'un métal, celui-ci absorbant une partie de la chaleur produite et réduisant par le fait même la température de flamme [33]. Le choix d'un brûleur à plus faible température de combustion et de conditions opératoires optimales, combiné à la technologie du contact direct, permet donc d'obtenir des émissions de CO et de NO_x rencontrant les normes les plus sévères.

L'eau circulant dans un chauffe-eau à contact direct constitue également un rejet possible à l'environnement. Les propriétés physiques et chimiques de cette eau n'étant pas beaucoup affectées, elle peut normalement être rejetée sans traitement ou suite à un traitement élémentaire. Comme il a déjà été mentionné, le pH, quoique quelque peu acide (entre 5.3 et 7.8) [1,6,51], n'affecte pas la plupart des applications industrielles et commerciales [54] mais peut se trouver légèrement hors normes. Le "Règlement relatif aux rejets des eaux usées dans les réseaux d'égout et les cours d'eau" (règlements 87, 87-1 et 87-2 de la CUM) stipule qu'un

rejet liquide doit posséder un pH au-dessus de 6 et au dessous de 10, pour un rejet dans un réseau d'égout domestique, ou 9,5, dans le cas d'un rejet dans un réseau d'égout pluvial ou dans un cours d'eau [41]. Ce même règlement impose une température maximale de rejet de 65°C [41], ce qui peut poser certaines restrictions dans des applications qui utilisent de l'eau à une température supérieure (voir la section suivante pour connaître les différentes applications des chauffe-eau à contact direct). La couleur, l'odeur ainsi que la turbidité de l'eau d'entrée au chauffe-eau demeurent inchangées. Par contre, l'eau sortant d'un chauffe-eau à contact direct contient des quantités plus ou moins importantes de nitrites et nitrates. La concentration de ces composantes dans l'eau dépend de l'équilibre chimique impliquant l'absorption des oxydes d'azote avec l'acide nitreux et l'acide nitrique, dont l'ionisation donne les nitrites et les nitrates [31,49,52]. Ainsi, un chauffe-eau qui n'émet que de faibles quantités de NO_x produira une eau ne contenant pas beaucoup d'acide formée par absorption de ces composés et par le fait même, peu de nitrites et nitrates. Quoi qu'il en soit, ces composants ne constituent pas une source de contamination et ne sont pas régis par le "Règlement relatif aux rejets des eaux usées dans les réseaux d'égout et les cours d'eau" [41].

Dans tous les cas, la qualité de l'eau rejetée d'un chauffe-eau à contact direct est dépendante des différentes conditions opératoires et chaque installation doit être traitée cas par cas. Ainsi, des tests doivent être effectués sur l'eau afin de savoir si celle-ci doit être traitée avant son rejet à l'égout.

2.2.4 Applications du chauffe-eau à contact direct

Les chauffe-eau à contact direct trouvent diverses applications dans des domaines multiples: industriel, commercial, institutionnel et résidentiel. L'utilisation industrielle

de ces systèmes est destinée à la production d'eau chaude de procédé ou aux applications en boucles fermées à basse température, car une haute efficacité thermique dépend de la température d'entrée de l'eau, celle-ci ne devant pas se trouver au-dessus d'environ 60°C (revoir la section 2.2.1 au besoin) [7].

Les industries ainsi que les applications industrielles utilisant le contact direct pour leur besoin en eau chaude sont nombreuses et très variées [6,26,36]:

- buanderies;
- usines de préparation des viandes et autres aliments;
- usines de textiles;
- tanneries;
- usines de ciment;
- lavage de pièces;
- nettoyage d'usines;
- chauffage hydronique des bâtiments;
- production d'eau chaude sanitaire.

Dans les usines de textile, l'eau sortant du chauffe-eau à contact direct ne peut pas toujours être utilisée directement, dû à la sensibilité de certaines teintures au pH et à la concentration en nitrites/nitrates [26]. Dans les cas où l'analyse de l'eau ne permet pas une application directe, l'opération doit se faire en boucle fermée avec l'ajout d'un échangeur, afin de fournir une eau en circuit secondaire présentant les caractéristiques requises à une coloration réussie.

Les applications concernant l'industrie alimentaire font également l'objet d'une attention particulière. Lorsque l'eau chaude produite doit se trouver en contact direct avec les aliments, des tests doivent être effectués afin de définir si cette eau rencontre les critères applicables dans l'industrie alimentaire [26]. Ces critères

peuvent être considérés comme étant les normes de qualité de l'eau potable [26,46]. Ainsi, si l'on se réfère au "règlement sur l'eau potable", tiré de la "loi sur la qualité de l'environnement" du ministère de l'Environnement et de la Faune du Québec, on remarque que les seuls paramètres qui s'appliquent à l'eau sortant d'un chauffe-eau à contact direct, sont la concentration en nitrites/nitrates et la présence d'organismes pathogènes [26,41]. Les nitrites/nitrates ne doivent pas dépasser 10mg/L [41]. Pour ce qui est des organismes pathogènes, le seul problème détecté jusqu'à maintenant est la présence possible de "*Legionella*" active dans l'eau de sortie du chauffe-eau. Il faut s'assurer que le chauffe-eau désactive tout apport de cette bactérie, qui peut être fait via l'eau d'alimentation au procédé [25,26]. Également, après une période d'arrêt du chauffe-eau, une période de stérilisation est recommandée (20 minutes à 60°C) avant de produire l'eau de procédé [26].

Certains chauffe-eau rencontrent ces paramètres, d'autres non et c'est pourquoi l'approbation ou l'acceptation d'un chauffe-eau doit être faite cas par cas. Au Canada, la responsabilité de cette tâche incombe à Agriculture Canada et aux États-Unis, à l'USDA ("United States Department of Agriculture")[36,46]. Dans le cas où un appareil n'est pas accepté, un échangeur devient nécessaire, tout comme dans le cas des applications textiles.

Dans les domaines commercial, institutionnel et résidentiel, les chauffe-eau à contact direct sont utilisés pour le chauffage hydronique des bâtiments, via un réseau de radiateurs, ainsi que pour la production d'eau chaude sanitaire [5].

Certains types d'appareils peuvent fournir de l'eau chaude à deux températures différentes à la fois, ce qui permet de répondre simultanément à une application en boucle fermée (eau chaude à environ 85°C) et en eau de procédé (eau chaude

à environ 55°C) [7]. Également, d'un chauffe-eau qui fournit de l'eau à une seule température (environ 85°C), il est possible d'obtenir de l'eau à plusieurs températures, grâce à des échangeurs et des circuits d'eau secondaires [5]. La figure 2.7 présente un exemple de configuration qui fournit un circuit de chauffage des bâtiments ainsi qu'un circuit de production d'eau chaude sanitaire [5].

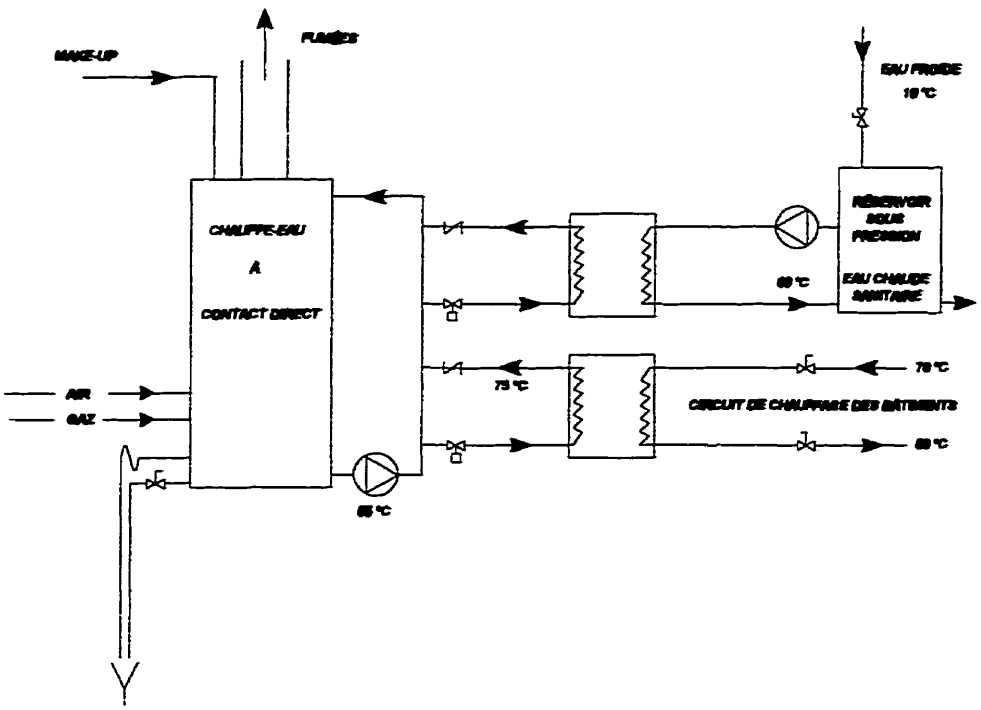


Figure 2.7 Combiné chauffage et eau chaude sanitaire

Dans la plupart des applications, la charge thermique fluctue, soit à cause du changement de saison, dans le cas du chauffage des bâtiments par exemple, soit à cause d'une baisse de production, dans le cas d'une application en procédé ou encore à cause d'une consommation intermittente, dans des applications telles la production d'eau chaude sanitaire. Tous ces changements ont pour effet une variation de la température de retour de l'eau au chauffe-eau. Ainsi, comme le rendement de chauffage dépend directement de la température d'entrée d'eau à

la colonne, il arrive que l'efficacité diminue de beaucoup en temps de faible charge thermique car la température d'entrée d'eau au chauffe-eau se trouve alors au-dessus de 60°C [5,7]. Pour palier à ce problème et fournir en tout temps un rendement thermique maximal, l'ajout d'une pompe à vapeur d'eau (PAVE) au chauffe-eau a été imaginé [5]. De plus, la PAVE contribue à une diminution de la formation des oxydes d'azote, ce qui abaisse encore plus les émissions polluantes [5].

2.3 Pompe à vapeur d'eau (PAVE)

La PAVE est un échangeur massique et thermique, qui permet de réaliser le transfert à l'air comburant de la vapeur d'eau et de la chaleur totale résiduelle des fumées sortant du chauffe-eau. Ce transfert est réalisé par l'intermédiaire d'un condenseur et d'un évaporateur, qui sont tous deux des colonnes à garnissage, fonctionnant à contact direct, selon le même principe que le chauffe-eau. [5,20]

Le condenseur est situé directement après le chauffe-eau et a comme rôle de récupérer une partie supplémentaire de la chaleur latente et sensible contenue dans les fumées de combustion en les mettant en contact avec un courant d'eau froide. Les fumées sortent ensuite à la cheminée à une température approchant la température ambiante.[5,20]

Le courant d'eau, qui sort en bas du condenseur, contient l'énergie résiduelle soutirée aux fumées et peut à son tour la transmettre à l'air comburant par contact direct à l'intérieur de l'évaporateur. L'air comburant est alors chauffé et humidifié avant son entrée dans le brûleur.[5,20] La figure 2.8 présente une installation possédant la combinaison chauffe-eau et pompe à vapeur d'eau.

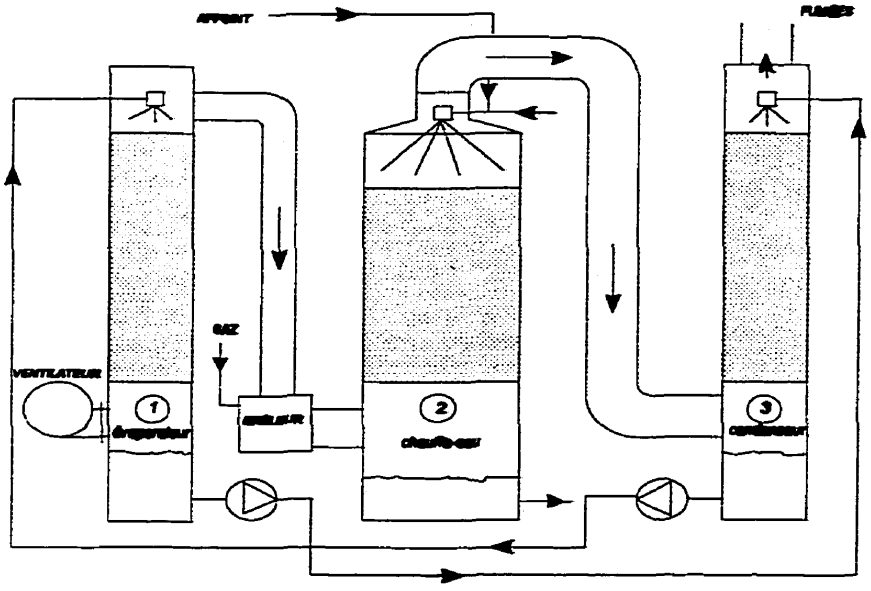


Figure 2.8 Chauffe-eau à contact direct muni d'une PAVE

L'action combinée du condenseur et de l'évaporateur permet de récupérer jusqu'à 100% du PCS et de palier à la faible efficacité causée par une arrivée d'eau au chauffe-eau à une température supérieure à 60°C [20]. De cette façon, il est possible d'obtenir un rendement de chauffage constant et maximal, même en période de faible charge thermique.

De plus, la vapeur d'eau récupérée modifie les paramètres de la combustion: la diminution de la température de flamme et du taux d'oxygène dans le comburant ont une influence très significative sur la formation des oxydes d'azote, dont les émissions sont réduites jusqu'à 80% [5,20]. De plus, la combustion humide résulte en une augmentation du point de rosée des fumées.

CHAPITRE III
DESCRIPTION DU MONTAGE EXPÉRIMENTAL

Le montage utilisé dans le cadre de l'étude est décrit dès le troisième chapitre car la modélisation ainsi que les simulations présentées aux chapitres suivants sont basées sur cette installation. L'unité concernée est un chauffe-eau à contact direct, d'une puissance de 220 kW, muni d'une pompe à vapeur d'eau. Un chauffe-eau de cette envergure est destiné surtout aux domaines résidentiel (édifices multilocatifs d'environ 24 logements) et petit commercial.

Comme il a été décrit à la section 2.3, la pompe à vapeur d'eau est une combinaison de deux tours à garnissage, fonctionnant à contact direct tout comme le chauffe-eau et servant d'échangeurs massiques et thermiques. L'évaporateur sert à humidifier et à réchauffer l'air avant son entrée dans le brûleur. Le résultat est une flamme plus froide et une baisse du taux de formation des oxydes d'azote formés thermiquement ainsi qu'une augmentation du point de rosée des fumées. L'autre tour, le condenseur, récupère une fraction supplémentaire des énergies latente et sensible contenues dans les fumées et assure une plus grande homogénéité de l'efficacité thermique de l'appareil, même lorsque la charge thermique au chauffe-eau est faible. En effet, lorsque la charge thermique diminue, l'eau de retour au chauffe-eau est plus chaude et ainsi, les fumées qui sortent du chauffe-eau, à contre courant de l'eau d'entrée, transportent avec elles une plus grande quantité d'énergie. Sans l'effet de la PAVE, cette énergie est perdue à la cheminée au lieu d'être retournée au système par l'intermédiaire de l'évaporateur et l'efficacité est alors diminuée. L'effet de la PAVE fluctue de façon inversement proportionnelle avec l'efficacité du chauffe-eau et compense le manque d'efficacité par temps de faible charge thermique (T_{retour} > 60°C).

L'unité expérimentale, appelée **"Chauffe-eau Ultra bas NO_x"**, a été fabriquée par la Société Sofame Inc. de Montréal, qui est manufacturier de systèmes thermodynamiques depuis 1983. Sofame, en collaboration avec le Centre de technologies du gaz naturel (CTGN), a développé et mis au point plusieurs technologies de chauffage de l'eau pour les applications de chauffage hydronique et de production d'eau chaude sanitaire. Ces technologies sont basées sur le principe du chauffage de l'eau par contact direct avec les gaz de combustion. Le nom donné à l'unité prend son origine dans l'utilisation de trois techniques, mentionnées au chapitre II, permettant la réduction des oxydes d'azote dans les fumées de combustion:

- chambre de combustion refroidie par une **double paroi**;
- technologie du **contact direct**;
- utilisation d'une **pompe à vapeur d'eau (combustion en air humide)**.

La pompe à vapeur d'eau est une technologie développée par Rémi Guillet, de Gaz de France et qui a été commercialisée par Seccacier, une compagnie française dans le domaine des chauffe-eau. La PAVE n'a cependant jamais été installée sur un chauffe-eau à contact direct.

L'"Ultra bas NO_x" comporte donc deux composantes principales, soient le chauffe-eau et la pompe à vapeur d'eau. Le chauffe-eau utilisé est un "Percomax" d'une puissance de 220 kW, qui est un des appareils à contact direct commercialisé par Sofame. Les figures 3.1 à 3.3 présentent des photographies du montage.

Sur la figure 3.1, la tour au diamètre le plus important est le "Percomax". À la droite de celui-ci, on aperçoit l'évaporateur, qui est une tour identique à la tour du condenseur, celle-ci étant située derrière le chauffe-eau. À angle avec la paroi du chauffe-eau, on remarque la chambre de combustion ainsi qu'une petite partie du

brûleur, celui-ci étant majoritairement caché par le panneau de contrôle. La figure 3.2 montre le condenseur au premier plan. Également on remarque au bas, à gauche de cette figure, l'échangeur à plaques permettant de simuler la charge thermique demandée au chauffe-eau. La figure 3.3 présente l'évaporateur en premier plan ainsi que le ventilateur permettant l'alimentation de l'air à cette tour d'humidification, avant son entrée au brûleur.

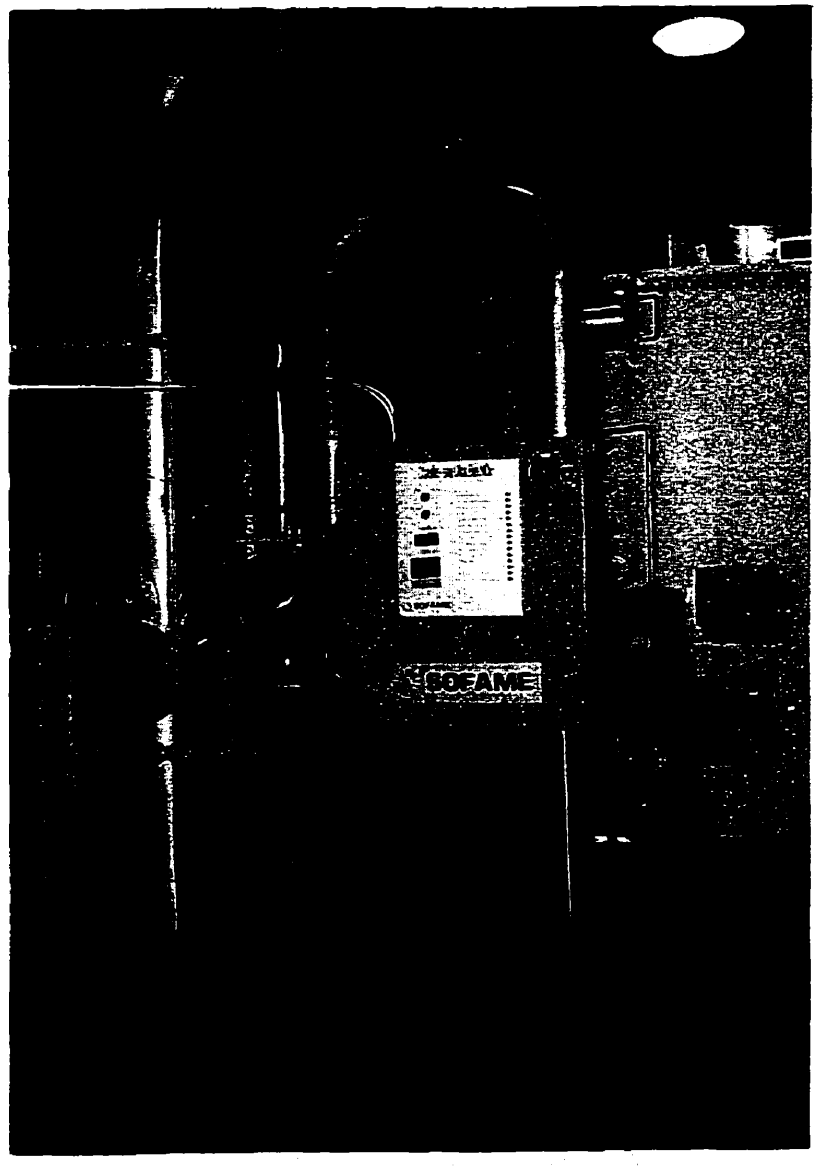


Figure 3.1 Chauffe-eau Ultra bas NO_x : vue avant

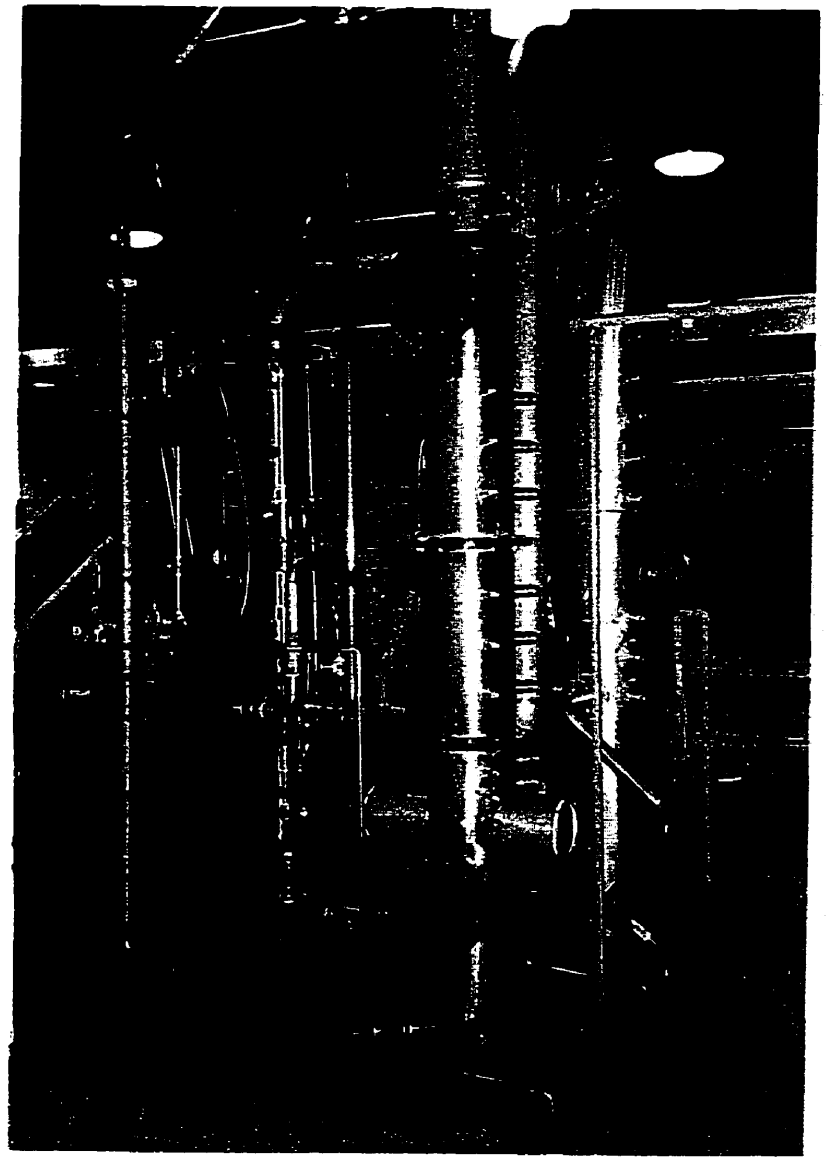


Figure 3.2 Chauffe-eau Ultra bas NO_x : vue arrière

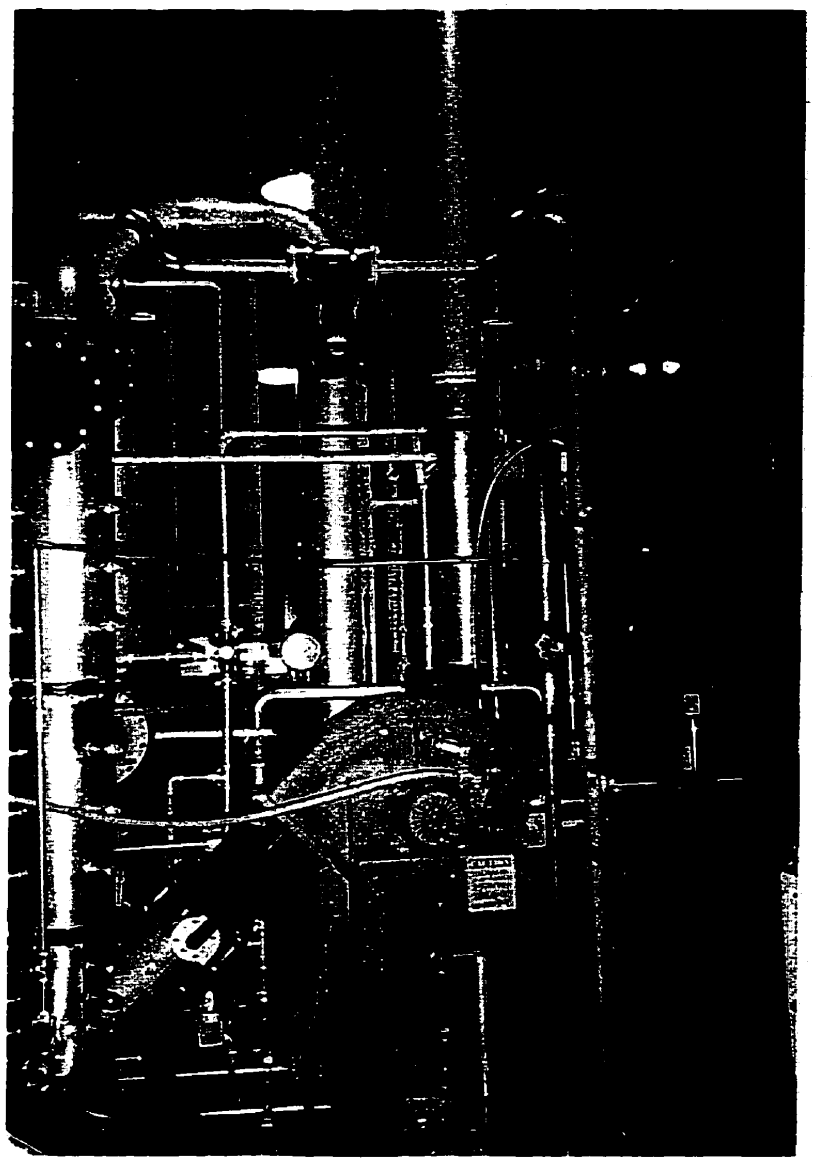


Figure 3.3 Chauffe-eau Ultra bas NO_x : vue de côté

Le "Percomax" possède un diamètre de 46 cm avec une hauteur de garnissage non-structurée de 91cm. Cette hauteur de garnissage est composée d'anneaux de Pall de dimension nominale égale à 38,1 mm. Le débit d'eau maximum dans le chauffe-eau se situe autour de 284 l/min et à pleine puissance, c'est-à-dire 220 kW, pour un facteur d'air de 1,3, le flux molaire sec de la phase gazeuse est d'environ 85 mol/m^2·s. On parle de flux sec car le flux humide varie beaucoup au cours des échanges massique dans l'évaporateur ainsi que dans le chauffe-eau. Pour ces débits, la perte de charge dans le garnissage est évaluée à l'aide de la corrélation généralisée de Eckert (1970), développée pour le calcul de la perte de charge et de l'engorgement dans une colonne à garnissage non-structuré [45]. La figure 3.4, tirée du "Perry's Handbook" [45], présente cette corrélation où:

L	= F_L = flux massique de la phase liquide (lbs/pi^2·s),
G	= F_G = flux massique de la phase gazeuse (lbs/pi^2·s),
g	= accélération gravitationnelle = 32,2 pi/s^2,
F_p	= facteur de garnissage ("packing factor") = 28 pi^{-1} pour des anneaux de Pall de dimension nominale égale à 38,1 mm [45],
ψ	= ratio: densité de l'eau/densité du liquide = 1,
ρ_L, ρ_G	= densité moyenne du liquide, du gaz (lbs/pi^3),
μ	= viscosité du liquide (cp).

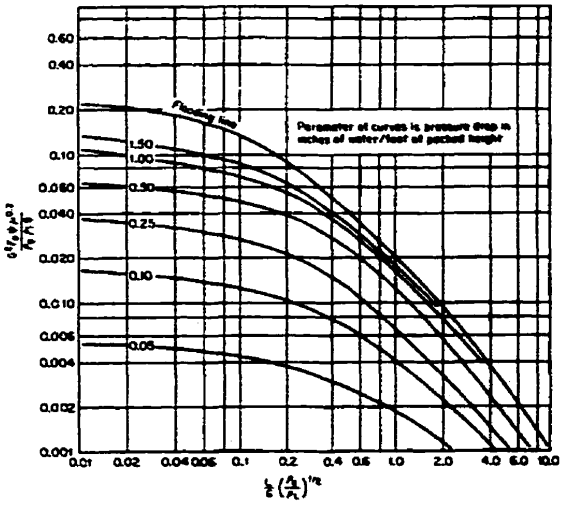


Figure 3.4 Corrélation généralisée de Eckert (1970) pour le calcul de l'engorgement et de la perte de charge dans un garnissage (tiré du "Perry's Handbook", 6ème édition)

La perte de charge dans le chauffe-eau est donc estimée à 1,5 mmH_2O/cm, ce qui fait 136,5 mmH_2O au total.

Les deux laveurs de la PAVE (l'évaporateur et le condenseur) ont demandé une démarche de dimensionnement pour la détermination de la hauteur de garnissage nécessaire à un fonctionnement adéquat. Cette démarche a été effectuée au CTGN.

3.1 Dimensionnement de la pompe à vapeur d'eau

Le dimensionnement des laveurs a été basé sur des conditions défavorables au chauffe-eau, c'est-à-dire celles qui demandent à la PAVE de fournir la plus grande efficacité de récupération. La méthode utilisée est inspirée du livre de Donald R. Woods, "Process Design and Engineering Practice" (PTR Prentice Hall, 1995) [59], et comprend les étapes suivantes:

1) Estimation des **conditions d'opération** de la composante (températures et débits des phases circulant dans la PAVE), par bilans massiques et thermiques basés sur l'efficacité du chauffe-eau par période de faible charge thermique:
   - Une période de faible charge signifie entre autres un retour d'eau au chauffe-eau à une température supérieure à 60°C, température de retour à partir de laquelle l'efficacité thermique du chauffe-eau chute. Une température de retour d'eau à 70°C a donc été considérée comme base de dimensionnement ainsi qu'un pincement de 5°C avec la température des gaz à la sortie du chauffe-eau. Pour les courants circulant dans la pompe à vapeur d'eau, un pincement de 5°C a été considéré dans la plupart des cas pour le choix des

températures d'opération. Deux exceptions sont à noter, soient la sortie du condenseur, où un pincement de 10°C a été choisi, pour des considérations de calcul, ainsi que l'entrée de l'air à l'évaporateur, où la température de l'air ambiant a été fixée à 25°C (50% d'humidité relative). En considérant les hypothèses posées ci-haut et en fixant le débit d'eau dans la PAVE à 30 l/min ainsi que la température de sortie des fumées du condenseur à 60°C (saturées), il est possible, par bilan thermique, de retrouver toutes les températures d'opération. Bien sûr, l'énergie récupérée au condenseur est entièrement retransmise, par l'intermédiaire du courant d'eau, à l'air circulant dans l'évaporateur. Le débit d'air et de gaz naturel est fixé par le fonctionnement du chauffe-eau. À pleine puissance, c'est-à-dire 220 kW, et pour un facteur d'air de 1.3, le flux molaire sec de l'air circulant dans l'évaporateur est d'environ 62 $mol/m^2 \cdot s$. Pour le condenseur, le flux molaire sec de la phase gazeuse est le même que celui circulant dans le chauffe-eau, soit 85 $mol/m^2 \cdot s$. Les deux flux ne sont pas équivalents car la phase gazeuse du condenseur contient tous les gaz de combustion alors que celle de l'évaporateur ne contient que l'air de combustion, le brûleur ainsi que l'alimentation en gaz naturel étant situés après le passage dans l'évaporateur. La figure 3.5 présente un schéma d'écoulement sommaire de l'installation qui résume les conditions opérationnelles choisies comme base de dimensionnement de la pompe à vapeur d'eau.

2) Choix d'un **diamètre** de colonne (**D**):

- Un diamètre de 25,4 cm a été choisi pour chacune des colonnes de la PAVE, afin de prévenir l'encombrement, mais en assurant tout de

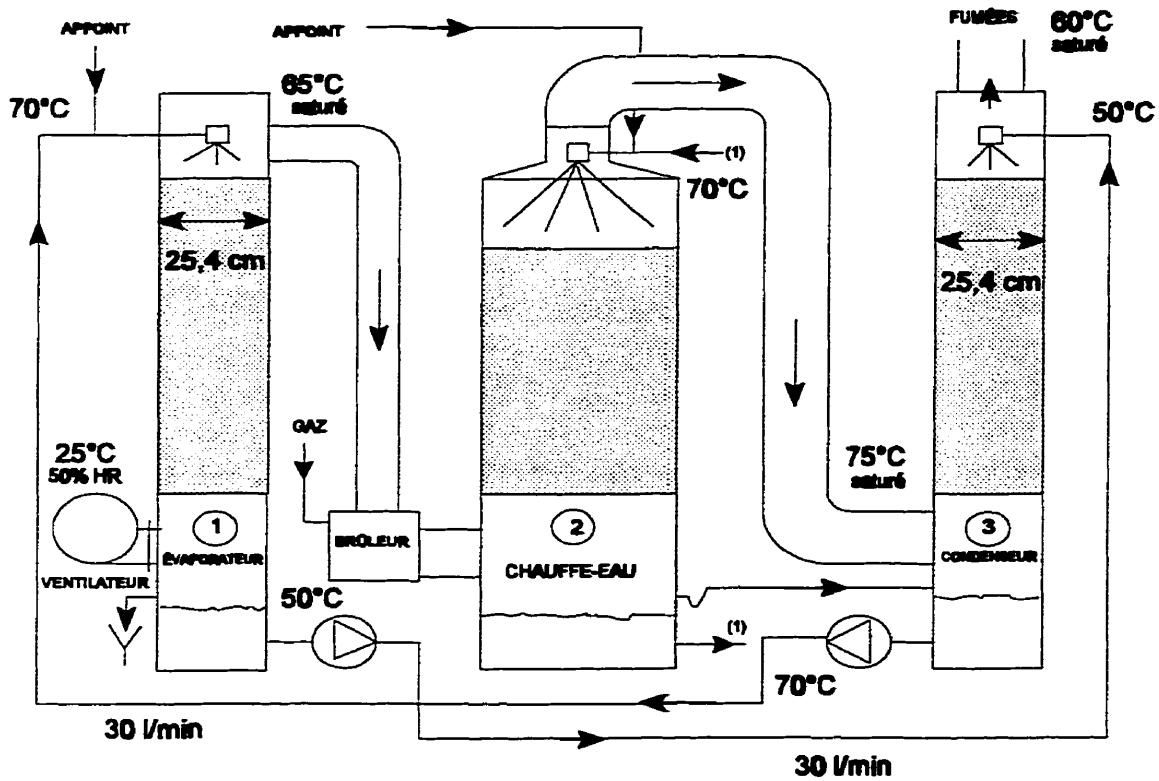
même une faible perte de charge. Celle-ci est reliée aux débits circulant dans la colonne ainsi qu'au type de garnissage utilisé et est vérifiée à l'étape 6) du dimensionnement. La perte de charge doit être réduite afin de minimiser la taille du ventilateur nécessaire pour la circulation de la phase gazeuse dans le système, celle-ci devant passer au travers de trois tours à garnissage: l'évaporateur, le chauffe-eau ainsi que le condenseur.

Avec un diamètre de colonne relativement faible, il faut être attentif aux effets de parois:

- migration de la phase liquide vers les parois de la colonne;
- pertes de chaleur aux parois non négligeables;
- surface des parois non négligeable vs surface spécifique du garnissage

Ces effets peuvent fausser les résultats expérimentaux s'ils ne sont pas considérés. Selon Baker et al. (1935), la migration de la phase liquide vers les parois de la colonne peut être évitée si le ratio du diamètre de la colonne sur la dimension nominale du garnissage est supérieur ou égal à 8:1[45]. Comme le garnissage utilisé dans les colonnes de la PAVE est composé d'anneaux de Pall ayant une dimension nominale de 38,1 mm, le ratio en question n'est que de 6,7:1. Cependant, comme cette remarque a été formulée à une période où les garnissages modernes à grande surface spécifique et à faible taux de distribution radiale (voir la section 2.2.2) n'étaient pas encore disponibles sur le marché, il est possible de croire qu'un ratio un peu plus faible, combiné à un garnissage moderne tel les anneaux de Pall, permet tout de même d'éviter la migration de la phase liquide vers les parois et de conserver une surface spécifique

de garnissage bien supérieure à la surface des parois. Concernant la perte de chaleur aux parois, celle-ci n'est de toute façon pas très élevée vue les températures d'opération de la PAVE. En effet, ces températures n'étant pas très éloignées de la température ambiante, elles ne procurent pas le gradient de température nécessaire à un transfert de chaleur important.



(1) circuit d'eau chaude pour le chauffage hydronique ou la production d'eau chaude sanitaire

Figure 3.5 Conditions opératoires utilisées pour le dimensionnement de la pompe à vapeur d'eau

3) Calcul des paramètres suivants:

- section de la colonne (**A**):

$$A = \frac{\pi D^2}{4} \tag{3.1}$$

- chaleur totale transférée d'un courant à l'autre, dans la colonne (q_t):

$$q_t = n Cp \Delta T \tag{3.2}$$

où n = débit molaire d'une des phases,
Cp = chaleur spécifique de cette phase,
ΔT = variation de température de cette phase lors du passage dans la colonne;

- chaleur latente transférée d'un courant à l'autre, dans la colonne (λ):

$$\lambda = A \cdot G_S \cdot |Y_{H_2O\,s} - Y_{H_2O\,e}| \cdot r_{H_2O} \tag{3.3}$$

où A = section de la colonne,
G_S = flux molaire de la phase gazeuse, en base sèche,
$Y_{H2O\,e}$ = concentration de vapeur d'eau en phase gazeuse à l'entrée de la colonne, en base sèche,
$Y_{H2O\,s}$ = concentration de vapeur d'eau en phase gazeuse à la sortie de la colonne, en base sèche,
r_{H2O} = chaleur d'évaporation (ou de condensation) de l'eau;

- **LMTD** (Logarithmic Mean Temperature Difference), qui est une moyenne logarithmique de la température des courants circulants dans la colonne:

$$LMTD = \frac{(T_{courant\ chaud\ e} - T_{courant\ froid\ s}) - (T_{courant\ chaud\ s} - T_{courant\ froid\ e})}{\ln\left(\frac{T_{courant\ chaud\ e} - T_{courant\ froid\ s}}{T_{courant\ chaud\ s} - T_{courant\ froid\ e}}\right)} \tag{3.4}$$

où $T_{courant\ froid}$ = température du courant froid,
$T_{courand\ chaud}$ = température du courant chaud,
indice e = à l'entrée du système,
indice s = à la sortie du système.

4) Estimation du coefficient global de transfert de chaleur volumique (**Ka**):

- Comme il en sera discuté au chapitre IV, selon la théorie du double film, les équations qui suivent définissent le coefficient global de transfert de chaleur, tout en tenant compte de l'effet du transfert de masse sur le transfert de chaleur:

i) pour le <u>condenseur</u> où l'on retrouve une déshumidification accompagnée d'un refroidissement de la phase gazeuse:

$$\frac{1}{Ka} = \frac{1}{h_L a} + \frac{1}{\alpha h_G a}\left(\frac{q_T - \lambda}{q_T}\right) \tag{3.5}$$

ii) pour <u>l'évaporateur</u> où l'on retrouve une humidification accompagnée d'un chauffage de la phase gazeuse:

$$\frac{1}{Ka} = \frac{1}{h_L a} + \frac{1}{\alpha h_G a}\left(\frac{q_T - \lambda}{q_T}\right) \tag{3.6}$$

où $h_L a$ = coefficient de transfert de chaleur en phase liquide,
$h_G a$ = coefficient de transfert de chaleur en phase gazeuse,
α = correction pour la diffusion de Stephan (voir le chapitre IV) = 1 pour un design conservateur.

En première approche, le coefficient de transfert de chaleur volumique (Ka) a été évalué à l'aide des corrélations suggérées par Woods (1995), pour le calcul des coefficient de transfert de chaleur de chaque phase ($h_G a$ et $h_L a$) dans une colonne à garnissage:

$$h_G a = 6000 F_G^{1,0} F_L^{0,2} \tag{3.7}$$

$$h_L a = 42000 F_G^{0,7} F_L^{0,5} \tag{3.8}$$

où F_G = flux massique de la phase gazeuse[1],
F_L = flux massique de la phase liquide[2].

5) Évaluation de la **hauteur de garnissage** nécessaire (**H**):

$$H = \frac{q_t}{A \cdot Ka \cdot LMTD} \tag{3.9}$$

où H = hauteur de garnissage **non-structuré**.

6) Vérification de la perte de charge:

- La perte de charge occasionnée dans chacune des tours de la PAVE est évaluée à partir de la corrélation généralisée de Eckert (1970), présentée précédemment. Les conditions opératoires spécifiées ne doivent pas provoquer l'engorgement.

Les résultats du dimensionnement sont résumés au tableau 3.1. Les calculs détaillés se retrouvent à l'annexe I.

---

1. Comme le flux de la phase gazeuse varie le long de la colonne à cause du transfert de masse, une valeur moyenne est considérée pour l'utilisation de la corrélation.
2. Le flux de la phase liquide est beaucoup moins affecté par le transfert de masse et est considéré inchangé tout au long de la colonne.

Tableau 3.1 Dimensionnement des laveurs de la PAVE

	Évaporateur	Condenseur
Débit d'eau	30 l/min	30 l/min
Flux molaire de gaz	62 mol/m^2·s	85 mol/m^2·s
Garnissage: **-type** **-hauteur**	 anneaux de Pall (38,1 mm) 60 cm	 anneaux de Pall (38,1 mm) 48 cm
Perte de charge estimée	0,3 mmH_2O/cm	0,5 mmH_2O/cm

Il est certain que la méthode de design empruntée pour les laveurs de la pompe à vapeur d'eau est très approximative mais les résultats obtenus ont toutefois servi de lignes directrices pour la construction d'un premier prototype. Une différence majeure est toutefois à souligner entre le design et le prototype fabriqué. En effet, pour des raisons de facteur de sécurité, les deux tours de la PAVE ont été construites avec une hauteur de garnissage de 122 cm au lieu des hauteurs estimées par le design.

Pour un dimensionnement plus juste, l'utilisation d'un modèle mathématique adéquat est indiquée. Pourtant, comme le développement d'un tel modèle est l'un des objectifs principaux de l'étude présentée dans ce document, les résultats n'étaient pas disponibles au moment de la construction de l'unité expérimentale.

La perte de charge dans chacun des laveurs de la PAVE a été vérifiée une fois l'appareil fabriqué et installé. Les valeurs suivantes ont été mesurées:

- évaporateur: 0.4 mmH_2O/cm
- condenseur: 0.5 mmH_2O/cm

On remarque que la méthode d'évaluation de la perte de charge est adéquate et peut être utilisée pour le design de colonnes à garnissage.

3.2 Structures internes des colonnes, tuyauterie et matériaux

Les structures internes principales des différentes colonnes à garnissage du montage sont le **distributeur d'eau** et le **garnissage**. Comme il a déjà été mentionné précédemment, pour la PAVE ainsi que pour le chauffe-eau, le garnissage utilisé est composé d'**anneaux de Pall** de dimension nominale (**d**) égale à **38,1 mm**. Ce type de garnissage, que l'on peut observer à la figure 3.6, possède les caractéristiques physiques suivantes [40,45]:

- matériaux = **acier inoxydable**;
- surface spécifique (**a**) = 130 m^{-1};
- facteur de garnissage (F_p) = 92 m^{-1};
- fraction de vide (ε) = 0,95;
- épaisseur de la paroi = 22 mm ("gauge");
- nombre approximatif d'éléments par m^3 = 13 000;
- diamètre équivalent ($\mathbf{d_e}$) = diamètre d'une sphère de même volume = $6(1-\varepsilon)/A$ = 2,3 mm.

La distribution d'eau sur le garnissage de chacune des colonnes est effectuée à l'aide d'une buse, ou atomiseur, qui forme une distribution conique dont la base couvre la section de la colonne. Comme un seul atomiseur suffit, vu le diamètre relativement réduit des colonnes, il n'y a pas de zones de double et triple arrosage, ni de zones sèches

Figure 3.6 Anneau de Pall

près des parois. Ce type de distributeur a été choisi car il est économique, simple et efficace lorsque le liquide à distribuer ne contient pas de solides, ce qui est le cas du système visé par l'étude.

La perte de charge occasionnée par le distributeur d'eau de chacune des colonnes de la PAVE est de 69 kPa, pour un débit de 30 l/min (choisi lors du dimensionnement) dans un tube de 2 cm. Dans le chauffe-eau, pour le débit maximal de 284 l/min dans un tube de 5 cm, la perte de charge à travers l'atomiseur est de 76 kPa.

Ainsi, la tuyauterie du circuit d'eau de la PAVE possède un diamètre de 2 cm et celle du circuit d'eau grise du chauffe-eau a un diamètre de 5 cm. Du côté de la phase gazeuse, le gaz naturel arrive au brûleur par un train de gaz standard. L'air de combustion est alimenté à l'évaporateur, en provenance du ventilateur, ainsi qu'amenée au brûleur, à la sortie de l'évaporateur, par une conduite de 15 cm de diamètre. La sortie de fumées, au-dessus du chauffe-eau, se fait par une conduite de 20 cm, qui est réduite par la suite à 15 cm, jusqu'à l'entrée dans le condenseur. La cheminée, à la sortie du condenseur, possède également un diamètre de 15 cm. Le schéma de principe du montage, utilisé pour la fabrication et contenant la plupart des dimensions de la tuyauterie, est présenté à l'annexe II.

Tout comme le garnissage, les autres structures internes ainsi que les parois des colonnes (évaporateur, chauffe-eau et condenseur), la tuyauterie, les sorties de gaz et la cheminée sont faites d'acier inoxydable. Le choix de ce matériau, quoique dispendieux, est justifié par le caractère acide et la plupart du temps saturé des gaz de combustion circulant à travers le montage (risque de condensation acide) ainsi que par la présence d'une eau légèrement acide dans les circuits de l'installation. Cette acidité de l'eau provient du contact direct avec les gaz de

combustion, dans le chauffe-eau ainsi que dans le condenseur (voir la section 2.2). Seul le circuit de refroidissement est fait de cuivre car l'eau qui y circule n'entre pas en contact avec les gaz de combustion. Enfin, le train de gaz naturel est fait de fonte, qui est le matériau standard pour cette partie de la tuyauterie.

3.3 Brûleur

La combustion du gaz naturel, servant de source énergétique dans le chauffe-eau, est réalisée à l'aide d'un brûleur MAXON, de modèle "400, EB-1 OVENPAK", d'une puissance maximale de 290 kW, sous une pression différentielle de gaz naturel égale à 279 mmH_2O à l'entrée du brûleur. La puissance maximale d'opération dans le montage sera par contre de 220 kW, ce qui correspond à une pression différentielle de gaz de 143 mmH_2O à l'entrée du brûleur. Dans l'appellation du modèle, le "EB" signifie "external blower": ventilateur non inclus dans le boîtier du brûleur.

La figure 3.7 présente une section d'un brûleur à gaz de modèle "400 OVENPAK", celui-là comportant par contre l'option "ventilateur intégré", mais étant identique au modèle "EB" au niveau de la structure interne du brûleur lui-même. Les brûleurs OVENPAK possèdent une valve pour l'air et une autre pour le gaz, reliées ensemble à l'intérieur du

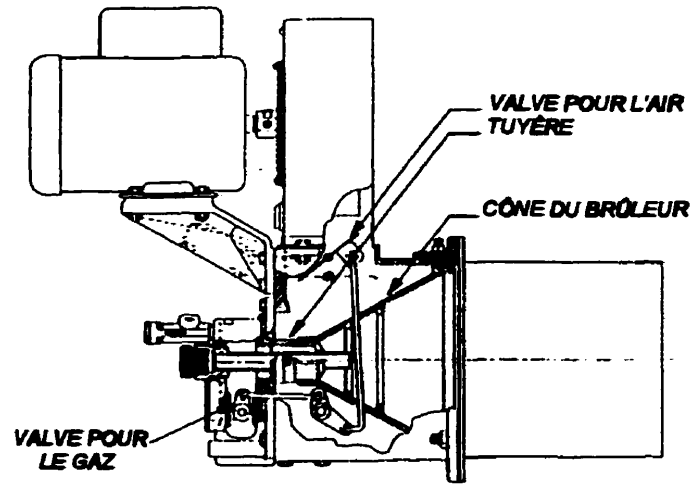


Figure 3.7 Section du brûleur à gaz "400 OVENPAK" de MAXON

boîtier, afin d'assurer un bon contrôle du ratio air-gaz sur toute la gamme de puissances d'opération. Ces brûleurs sont de type "nozzle-mixing" (mélange au nez), c'est-à-dire que le gaz traverse la buse avant son entrée dans le cône de mélange du brûleur, où l'air de combustion est mélangé progressivement et tangentiellement avec le gaz. Ce type de mélange air-gaz procure une flamme très stable et offre une modulation importante. Les modèles de brûleur "400 OVENPACK" possèdent tous un pilote ainsi qu'un igniteur à étincelle, pour l'allumage de la flamme. Un détecteur de flamme, relié à une valve à fermeture rapide située sur le train de gaz, est également présent sur ces brûleurs, pour assurer la coupure de l'alimentation en gaz en cas d'extinction de la flamme. Pour de plus amples informations, la fiche technique du brûleur peut être consultée à l'annexe III .

Comme on peut le remarquer de nouveau à la figure 3.8, le brûleur est situé à angle avec la paroi latérale du chauffe-eau. La chambre de combustion possède une partie extérieure et attachée à la paroi latérale du chauffe-eau, mais elle possède également une partie interne au chauffe-eau, la flamme débordant à l'intérieur de celui-ci. Dans cette section du chauffe-eau ainsi qu'autour de la partie externe de la chambre de combustion, une double paroi est présente, dans laquelle circule une partie de l'eau d'alimentation du chauffe-eau, permettant de refroidir la paroi et d'éviter ainsi des pertes thermiques importantes. Également, comme il a déjà été discuté à la section 2.2.3, l'action refroidissante de la double paroi procure un environnement propice à la réduction des NO_x à la source et ajoute son effet à la combustion en air humide.

Des tests préliminaires ont permis de constater que le brûleur accepte assez bien l'air humidifié, jusqu'à une certaine concentration en vapeur d'eau. Ainsi, lorsque l'air saturé en vapeur d'eau sortant de l'évaporateur est à environ 66°C, c'est-à-dire

qu'il contient alors 0,34 mol d'eau par mol de gaz sec, la qualité de la combustion dépérit rapidement, le taux de CO augmentant considérablement et la flamme passant de bleue à orangée, puis la flamme s'éteint. Cette limite peut représenter la capacité du brûleur, soit la quantité maximale d'eau pouvant être acceptée par le brûleur et permettant de conserver une flamme. D'autre part, l'extinction de la flamme peut être dûe simplement à un mauvais mélange. En effet, lorsque de la vapeur d'eau est ajoutée à l'air de combustion, la phase gazeuse prend de l'ampleur et il devient alors plus difficile d'obtenir un mélange intime entre les molécules d'oxygène, contenues dans l'air sec, et les molécules de méthane du gaz naturel. De cette façon la qualité du mélange peut diminuer jusqu'à ne plus avoir un mélange inflammable. Des tests supplémentaires seront faits afin de découvrir si la hausse de l'excès d'air, qui assurera un bon mélange malgré la présence de molécules supplémentaires dans la phase gazeuse, pourra pousser cette limite vers le haut.

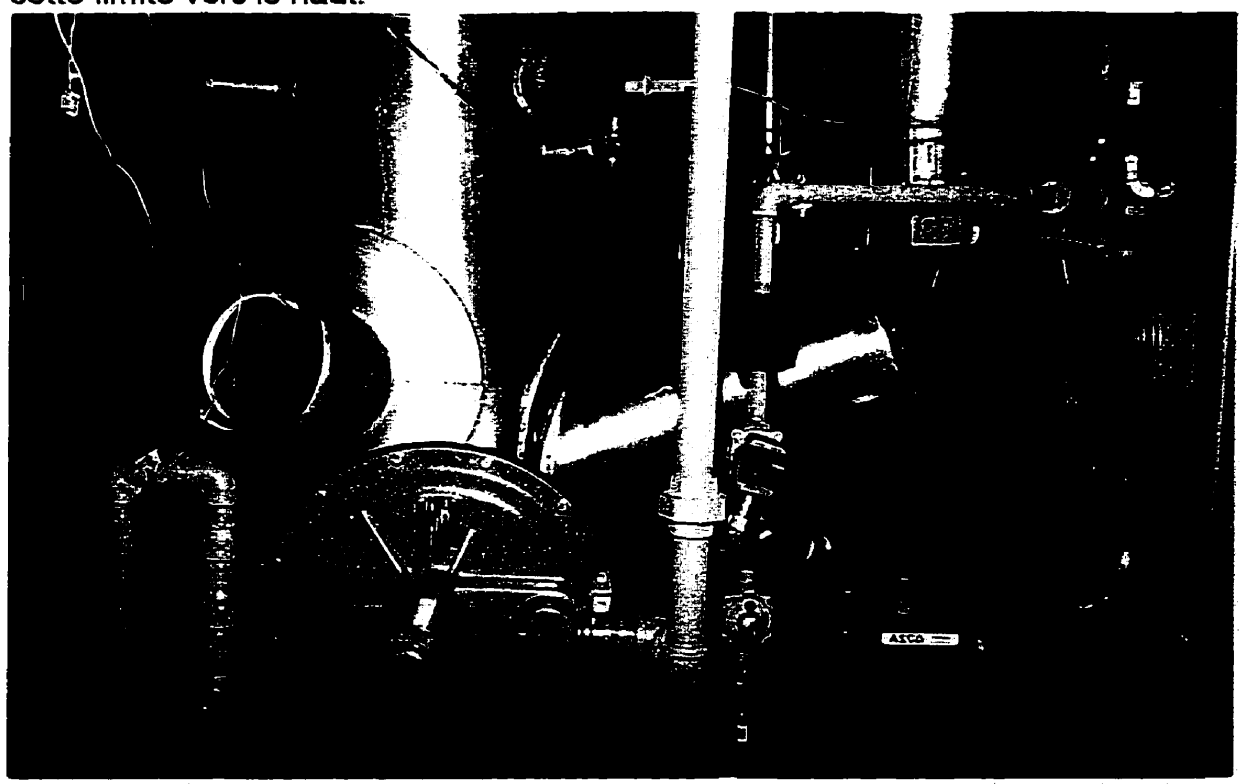


Figure 3.8 Chambre de combustion et brûleur

Le train de gaz menant le combustible au brûleur est standard. Le gaz y entre sous une pression de 34,5 kPa (jauge), puis passe à travers un détendeur où sa pression est abaissée à la pression d'alimentation du brûleur. Le fonctionnement à plus faible puissance est réglé grâce à une valve manuelle située près de l'entrée au brûleur. Après le détendeur se trouve un embranchement qui achemine le gaz au pilote. Cet embranchement ainsi que la conduite principale sont munis d'une valve à fermeture rapide, reliée au détecteur de flamme par l'intermédiaire du panneau de contrôle.

3.4 Pompes

Trois pompes centrifuges servent à la circulation de la phase liquide dans le montage. Une première pompe prend l'eau à la base de l'évaporateur pour la pousser jusqu'au distributeur du condenseur tandis qu'une deuxième prend l'eau au bas du condenseur pour l'emmener au distributeur de l'évaporateur. De cette façon, un circuit fermé est obtenu pour la PAVE. Les deux pompes utilisées pour cette boucle ont une puissance de 0,25 kW et permettent la circulation de 30 l/min à 14 m de tête. L'économie d'une pompe aurait pu être faite si les colonnes de la PAVE étaient situées l'une au-dessus de l'autre. De cette façon, l'eau s'écoule par gravité de la base d'une des colonnes jusqu'au distributeur de l'autre colonne. Pour la circulation de l'eau du chauffe-eau, une troisième pompe est utilisée. Celle-ci, d'une puissance de 2,2 kW, procure un débit de 284 l/min, à 30 m de tête.

La fiche technique de chacune des pompes est disponible à l'annexe III et la position des différentes pompes peut être repérée sur le schéma de principe de l'annexe II.

3.5 Ventilateur

Le ventilateur utilisé, d'une puissance de 1,5 kW, permet l'alimentation à l'évaporateur de 4,5 m^3/min (standard) d'air. Ce débit d'air correspond environ à l'alimentation requise pour obtenir au brûleur une puissance de 220 kW, avec un facteur d'air de 1,3, calculé sans l'effet de la PAVE[1]. La pression de sortie du ventilateur est de 363 mmH_2O, ce qui est suffisant pour combattre la perte de charge d'environ 300 mmH_2O, créée principalement par le passage de la phase gazeuse dans le brûleur ainsi que dans les trois colonnes à garnissage (voir le tableau 3.2). La courbe de performance du ventilateur peut être consultée à l'annexe III.

3.6 Résumé des conditions opératoires

À travers le présent chapitre, la plupart des conditions opératoires et dimensions principales du montage expérimental ont été mentionnées. Cependant, comme ces mentions sont disséminées à travers le chapitre, il est intéressant de les résumer. Le tableau 3.2 récapitule donc les conditions opératoires ainsi que les principales dimensions considérées comme base de référence pour le fonctionnement de l'appareil. L'évaluation des différents coefficients et paramètres de modélisation ainsi que les simulations présentées aux chapitres suivants, sont basées sur ces données.

---

1. L'effet de la PAVE diminue le facteur d'air car les molécules d'eau ajoutées au gaz dans l'évaporateur contribuent à diluer l'air sec dans le courant d'alimentation au brûleur.

Tableau 3.2 Conditions d'opération et dimensions principales de l' "Ultra bas Nox"

	Évaporateur	**Chauffe-eau**	**Condenseur**
Diamètre de colonne	25,4 cm	45,7 cm	25,4 cm
Débit d'eau	30 l/min	284 l/min	30 l/min
Flux molaire de gaz	62 mol/m^2·s	85 mol/m^2·s	85 mol/m^2·s
Garnissage: **-type** **-dimension** **-hauteur:** **▸design** **▸fabrication**	 anneaux de Pall (38,1 mm) 60 cm 122 cm	 anneaux de Pall (38,1 mm) - 91 cm	 anneaux de Pall (38,1 mm) 48 cm 122 cm
Perte de charge dans le garnissage: **-estimée:** **-mesurée:**	 0,3 mmH_2O/cm 0,4 mmH_2O/cm	 1,5 mmH_2O/cm -	 0,5 mmH_2O/cm 0,5 mmH_2O/cm
Hauteur de la zone de douche	23 cm	30,5 cm	23 cm

La pression totale dans le système est très près de la pression atmosphérique, soit 1 atm. Cependant, il y a une variation de la pression le long des zones de contact direct, à cause de la perte de charge occasionnée par le garnissage et du transfert de masse (évaporation ou condensation), qui fait varier le nombre de molécules gazeuses et par le fait même la pression. Toutefois, une **pression totale constante** et égale à **1 atm** est considérée dans toutes les sections du montage expérimental car la variation de la pression mesurée dans les colonnes à garnissage est au pire de l'ordre de 0,01 atm, ce qui n'est pas significatif.

CHAPITRE IV
MODÉLISATION

4.1 Revue de la littérature

4.1.1 Bilans de masse et d'énergie

La modélisation mathématique des transferts de masse et d'énergie présents dans un chauffe-eau à contact direct, ou dans les colonnes d'une pompe à vapeur d'eau, permet la compréhension du phénomène et offre par la même occasion la possibilité d'effectuer différentes simulations. Ces simulations sont très utiles au design et à l'optimisation d'un appareil, car elles prédisent la réponse du système à différentes conditions opératoires et diverses dimensions d'équipement. Cependant, la modélisation doit être adéquate et représentative des phénomènes propres à un système, avant son utilisation comme outil de design et d'optimisation.

Les équations proposées pour un système à contact direct dans une colonne à garnissage, où il y a transfert simultané de masse et d'énergie entre un gaz et un liquide, considèrent à la base un écoulement piston pour les deux phases et possèdent le squelette suivant [3,10,17,29,34,52,55]:

- un terme convectif;
- un terme de transfert entre le gaz et le liquide;
- un terme de réaction chimique (facultatif).

Dans le cas d'un chauffe-eau à contact direct ou d'une PAVE, si le transfert de masse étudié est celui de la vapeur d'eau, il n'y a pas de réaction chimique

succédant le transfert car l'eau vapeur qui passe au liquide ne subit pas d'autre changement chimique, exception faite des quelques molécules d'eau liquide qui réagiront avec divers produits de combustion, absorbés en faible quantité dans l'eau (voir section 2.2).

Également, l'eau liquide qui passe vapeur réagit peu avec les oxydes d'azote ou autres composés des gaz de combustion, phénomène qui peut aussi être négligé. Cependant, le terme de réaction chimique peut être considéré comme un terme de transfert de chaleur latente, dans la section du modèle concernant l'échange thermique [34].

Afin de raffiner la modélisation et de l'adapter à un système en particulier, des termes rendant compte de divers effets secondaires peuvent être ajoutés au squelette présenté. Selon leur nature, les effets secondaires peuvent être divisés en deux catégories [34]:

- les effets hydrodynamiques;
- les effets cinétiques.

Les effets hydrodynamiques sont à même d'être ramifiés en trois groupes. Le premier groupe affecte la statique du procédé et concerne des phénomènes tels la dispersion axiale, qui causent la non-uniformité de l'écoulement des phases et modifient l'écoulement piston [18,34,55]. Par le fait même, ces effets font varier les coefficients apparents de transfert de masse et d'énergie [52].

Le deuxième groupe influence seulement les coefficients de transfert locaux et inclue la turbulence interfaciale (à l'interface gaz-liquide) ainsi que la diffusion de Stephan, celle-ci étant définie comme le mouvement convectif d'une phase par rapport à l'interface [34].

Le troisième groupe concerne la distribution irrégulière des phases sur la section de la colonne. Ce type d'irrégularité affecte les coefficients de transfert locaux de chaque phase et abaisse la valeur moyenne de ces coefficients [34].

En dernier lieu, les effets cinétiques peuvent changer le coefficient local de transfert de masse, durant l'absorption physique d'un composant gazeux dans la phase liquide par exemple. Cet effet ne s'applique pas à la condensation ou à l'évaporation de l'eau dans le cas d'un chauffe-eau à contact direct ou d'une PAVE, vue la quasi-absence de cinétique réactionnelle suite au transfert de ce composant, qui est le même que celui qui constitue la phase liquide [55].

Malgré tous les phénomènes qui peuvent entrer en jeu, de façon plus ou moins importante, dans les différents mécanismes de transfert, il est essentiel de ne pas complexifier le modèle à l'extrême. La résolution du système d'équations différentielles, développées à partir des bilans de masse et d'énergie, deviendrait sinon très compliquée [34].

La simplification du modèle se fait au travers d'hypothèses valables qui permettent l'élimination des termes qui n'ont pas une influence mesurable sur les résultats de modélisation. Les hypothèses posées sont évidemment rattachées à un système en particulier et ne s'appliquent pas de façon générale. Cependant, certaines simplifications sont possibles dans plusieurs des cas. Entre autres, une bonne distribution des phases sur la section de la colonne est possible, grâce aux diverses techniques décrites à la section 2.2.3, et permet de négliger la dispersion radiale et par le fait même la variation radiale de concentration [34]. Si de plus le système est adiabatique, c'est-à-dire que les pertes de chaleur à l'environnement peuvent être négligées, le terme de variation radiale de température peut être éliminé du modèle [34].

Le modèle proposé par Kolev et al. (1996) s'adapte bien au cas d'un appareil à contact direct où le courant liquide est constitué d'eau et le transfert de masse étudié est celui de la vapeur d'eau (pas de terme de réaction chimique) [34]. Le modèle suppose une distribution uniforme des phases ainsi qu'un système adiabatique. L'effet de dispersion axiale est décrit par le modèle de diffusion à un paramètre de Dankwerts, qui est utilisé dans la majorité de la littérature [34,52]. Les deux phases sont considérées en écoulement piston avec dispersion axiale. La figure 4.1 offre un résumé des transferts et interactions présents dans ce modèle.

Dans le modèle proposé, le bilan de masse du soluté en phase liquide devient inutile dans le cas où l'on étudie le transfert des molécules d'eau, à partir ou vers un courant d'eau [55].

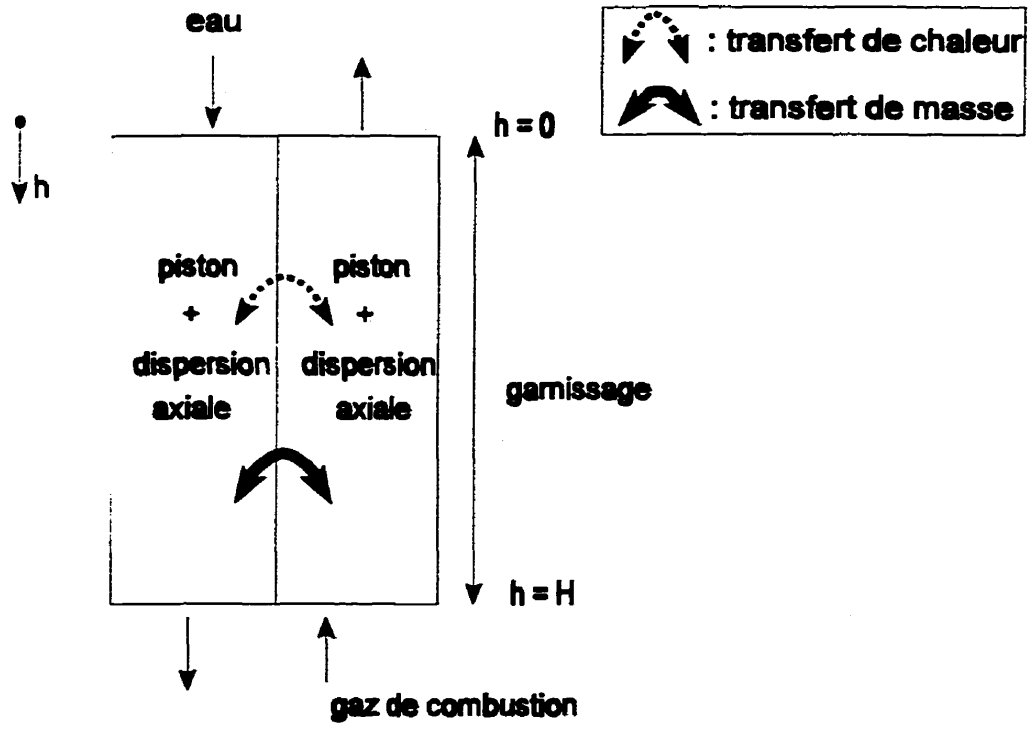


Figure 4.1 Schéma de la modélisation de Kolev et al.

Les équations 4.1 à 4.5 résument le modèle de Kolev et al., mise à part l'équation relative à la variation de concentration du soluté dans la phase liquide. L'origine du système de coordonnées se situe en haut de la colonne de garnissage et l'on considère que la chaleur transportée durant un changement de phase (condensation ou évaporation) est transmise (ou retirée) à la phase liquide.

Bilan de masse: H_2O

•***phase gazeuse***:

$$\frac{H}{Bo_G}\frac{d^2y_{H_2O}}{dh^2} + \frac{dy_{H_2O}}{dh} = -\frac{K_G a_e}{U_G}(y_{H_2O}^* - y_{H_2O}) \qquad (4.1)$$

disp.axiale convection transfert masse

où:
- Bo_G = nombre de Bodenstein en phase gazeuse = $U_G H/\varepsilon(1-\phi)D_{TG}$;
- U_G = vitesse superficielle de la phase gazeuse;
- h = hauteur courante;
- H = hauteur de garnissage;
- ε = fraction de vide du garnissage;
- ϕ = rétention de liquide;
- D_{TG} = coefficient de dispersion axiale de la phase gazeuse;
- y_{H2O} = concentration molaire de la vapeur d'eau en phase gazeuse (base humide);
- y^*_{H2O} = concentration molaire à saturation de la vapeur d'eau en phase gazeuse (base humide);
- K_G = coefficient global de transfert de masse (basé sur la phase gazeuse);
- a_e = surface spécifique du garnissage effective au transfert de masse.

Bilans d'énergie:

•***phase gazeuse***:

$$\frac{H}{Bo_G}\frac{d^2h_G}{dh^2} + \frac{dh_G}{dh} = \frac{Ka}{G_M}(T_G - T_L) \qquad (4.2)$$

comme $dh_G = Cp_G dT_G$:

$$\frac{H}{Bo_G}\frac{d^2T_G}{dh^2} + \frac{dT_G}{dh} = \frac{Ka}{G_M Cp_G}(T_G - T_L) \qquad (4.3)$$

disp.axiale convection transfert chaleur sensible

où: h_G = enthalpie molaire de la phase gazeuse;
Cp_G = chaleur spécifique de la phase gazeuse;
K = coefficient global de transfert de chaleur;
T_G = température de la phase gazeuse;
T_L = température de la phase liquide;
G_M = flux molaire humide de la phase gazeuse;
a = surface spécifique du garnissage.

•***phase liquide:***

$$\frac{H}{Bo_L}\frac{d^2h_L}{dh^2} - \frac{dh_L}{dh} = -\frac{Ka}{L_M}(T_G - T_L) - \frac{G_M r_{H_2O}}{L_M}\frac{dy_{H_2O}}{dh} \qquad (4.4)$$

comme $dh_G = Cp_G dT_G$:

$$\frac{H}{Bo_L}\frac{d^2T_L}{dh^2} - \frac{dT_L}{dh} = -\frac{Ka}{L_M Cp_L}(T_G - T_L) - \frac{G_M r_{H_2O}}{L_M Cp_L}\frac{dy_{H_2O}}{dh} \qquad (4.5)$$

disp.axiale convection transfert: 1)chaleur sensible 2)chaleur latente

où: h_L = enthalpie molaire de la phase liquide;
Cp_L = chaleur spécifique de la phase liquide;
Bo_L = nombre de Bodenstein en phase liquide = $LH/\phi D_{TL}$;
D_{TL} = coefficient de dispersion axiale de la phase liquide;
L = densité du flux de liquide;
L_M = flux molaire de la phase liquide;
r_{H2O} = chaleur de condensation (ou d'évaporation) de l'eau .

Les conditions frontières associées à ce modèle ont été développées pour un système dit fermé-fermé, c'est-à-dire où il n'y a pas de dispersion axiale des phases liquide et gazeuse avant l'entrée ainsi qu'après la sortie de la zone de garnissage [17]. Les équations suivantes présentent ces conditions limites [34]:

• ***à h = 0:***

$$\frac{dy_{H_2O}}{dh} = 0 \tag{4.6}$$

$$\frac{dT_G}{dh} = 0 \tag{4.7}$$

$$\frac{H}{Bo_L}\frac{dT_L}{dh} = T_L - T_{L_e} \tag{4.8}$$

• ***à h = H:***

$$\frac{H}{Bo_G}\frac{dy_{H_2O}}{dh} = (y_{H_2O_e} - y_{H_2O}) \tag{4.9}$$

$$\frac{H}{Bo_G}\frac{dT_G}{dh} = T_{G_e} - T_G \tag{4.10}$$

$$\frac{dT_L}{dh} = 0 \tag{4.11}$$

où l'indice "e" signifie à l'entrée du courant dans la colonne.

On remarque que ce modèle considère des caractéristiques physiques (ρ, Cp, r_{H2O}) et hydrodynamiques (U_G,G_M,L_M) constantes, qui ne varient pas en fonction de la hauteur de garnissage (h). Il est certain que plusieurs de ces caractéristiques pourraient être exprimées en fonction de la température, de la pression ou de la concentration, et par le fait même, varier avec la hauteur de garnissage. Pourtant, un tel développement contribue beaucoup à la complication d'un modèle et c'est une des raisons qui poussent les auteurs à utiliser des valeurs moyennes sur la colonne. Pour cette même raison, les coefficients volumiques de transfert (Ka, K_Ga_e) et les nombres de Bodenstein (Bo_L et Bo_G), qui caractérisent la dispersion axiale, sont globaux et prennent une valeur moyenne considérée valide sur toute la hauteur de garnissage. Enfin, le modèle de Kolev et al. propose une concentration en vapeur d'eau (y_{H2O}), dans la phase gazeuse, qui est exprimée en moles de vapeur d'eau par mole de mélange, où l'on considère un débit de mélange (phase gazeuse) à peu près constant. Cette approximation est justifiée lorsque le débit molaire global de la phase concernée ne varie pas beaucoup. Par contre, lorsque le taux de condensation ou d'évaporation est élevé, le débit total de la phase change de façon plus importante et il est alors plus avisé de travailler en moles de vapeur d'eau par mole de gaz sec (Y_{H2O}), ce dernier débit ne variant que très peu [55].

Certaines hypothèses simplificatrices additionnelles peuvent être apportées au modèle présenté. Par exemple, certains auteurs, tels Kolev et al., considèrent de la dispersion axiale dans les deux phases en contact dans le garnissage [34,52], tandis que d'autres négligent ce phénomène dans la phase gazeuse [10,58]. En effet, la dispersion axiale en phase gazeuse semble beaucoup plus faible qu'en phase liquide, dans une colonne à garnissage, lorsque le gaz constitue la phase continue et que sa vitesse est relativement élevée [52,55,57,58].

Une autre simplification concerne la résistance au transfert de masse en phase liquide (k_L). Selon la théorie du double film, la résistance globale au transfert de masse, qui est l'inverse du coefficient de transfert de masse global, est la somme des résistances au transfert rencontrées dans chacune des phases ainsi qu'à l'interface gaz-liquide [52,55]. Cette dernière résistance est négligée dans la majorité des cas et la turbulence interfaciale ne constitue alors plus un effet hydrodynamique à considérer lors de la modélisation. L'égalité de l'équation 4.12 représente le coefficient global de transfert de masse, basé sur la phase gazeuse (K_G), si l'on néglige la résistance interfaciale (le coefficient global peut également être basé sur la phase liquide, à la seule différence d'un changement d'unités, qui se rapportent dans ce cas à la phase liquide). Cette définition simplifiée de la théorie du double film sera conservée au cours du document.

$$\frac{1}{K_G} = \frac{1}{k_G} + \frac{m'}{k_L} \qquad (4.12)$$

où k_G et k_L sont les coefficients de transfert de masse de chaque phase, G représente la phase gazeuse, L représente la phase liquide et m' est la pente d'une corde de la courbe d'équilibre gaz-liquide d'un composant, dans la plage de concentrations visée [55].

Lorsqu'un liquide pur s'évapore dans un gaz ou quand une vapeur de ce liquide condense et retourne au liquide, il n'y a pas de résistance au transfert de masse du côté du liquide. Alors, le coefficient global de transfert de masse, basé sur la phase gazeuse, peut être remplacé directement par le coefficient de transfert de masse en phase gazeuse [52,55]:

$$\frac{1}{K_G} = \frac{1}{k_G} \qquad \textit{ainsi} \qquad K_G = k_G \qquad (4.13)$$

Le type de modélisation discuté jusqu'ici rend compte du transfert de masse et d'énergie dans une colonne à garnissage où un gaz est en contact avec un liquide. Par contre, dans un chauffe-eau à contact direct ainsi que dans les colonnes d'une PAVE, on retrouve une section de "douche" plus ou moins importante sous la section de garnissage. Cette section doit également être modélisée, car on y retrouve le premier contact gaz-liquide et par le fait même, les premiers échanges. Comme la documentation existante concernant les chauffe-eau à contact direct ou les pompes à vapeur d'eau n'est pas très exhaustive, cette partie de la modélisation devra être développée et annexée à la modélisation du garnissage.

4.1.2 Évaluation des différents paramètres

Les paramètres introduits dans les équations de modélisation de la section de garnissage peuvent être évalués principalement de deux façons. Une première alternative consiste à une évaluation des différents paramètres à partir d'expérimentations et de mesures à l'échelle laboratoire. Le présent ouvrage s'intéresse plus particulièrement à l'autre alternative, celle-ci préconisant l'utilisation de corrélations existantes dans la littérature pour l'estimation des paramètres requis par le modèle. Les paramètres à évaluer avant la résolution des équations différentielles sont les suivants:

- **les nombres de Bodenstein (Bo_L et Bo_G);**
- **le coefficient volumique de transfert de masse ($K_G a_e$);**
- **le coefficient volumique de transfert de chaleur (Ka).**

Les coefficients de dispersion axiale (D_T) sont représentés dans les nombres de Bodenstein, qui incluent également la rétention du liquide (ϕ), la fraction de vide du garnissage (ε), la hauteur de garnissage (H) ainsi que la vitesse superficielle de la phase concernée (L ou U_G) [34]:

- ***liquide:*** $$Bo_L = \frac{LH}{\phi D_{TL}} \tag{4.14}$$

- ***gaz:*** $$Bo_G = \frac{U_G H}{\varepsilon(1-\phi) D_{TG}} \tag{4.15}$$

Ces nombres peuvent être évalués directement par certaines corrélations. Kolev et al. en proposent une pour chaque phase, dans le cas d'un garnissage non-structuré [34]. Ces corrélations sont définies par les équations 4.16 et 4.17.

$$Bo_L = 0{,}655\, Re_{L_a}^{0{,}38}\, Ga_a^{-0{,}30}\,(a \cdot H) \tag{4.16}$$

$$Bo_G = 2{,}4\, Re_{G_d}^{-0{,}2}\,(a \cdot H)\,(a \cdot d)^{-1} \tag{4.17}$$

où:

$$Re_{L_a} = \frac{4L\rho_L}{a\mu_L}\ ;\ Re_{G_d} = \frac{U_G d \rho_G}{\mu_G}\ ;\ Ga_a = \frac{g\rho_L^2}{a^3\mu_L^2};$$

d - dimension nominale du garnissage; a - surface spécifique du garnissage.

Les nombres de Bodenstein peuvent également être calculés par estimation des différents paramètres qui les composent. La vitesse superficielle du courant liquide (L) et celle du courant gazeux (U_G) ainsi que la hauteur de colonne (H) sont des paramètres physiques déterminés par les conditions opératoires du système. La fraction de vide dans la colonne (ε), elle, est associée au type de garnissage utilisé et est généralement disponible dans la littérature [29,40,45]. Il demeure ainsi deux

composantes à évaluer, soient le coefficient de dispersion axiale (D_T) ainsi que la rétention de liquide (ϕ). Le tableau 4.1 présente différentes corrélations permettant d'obtenir le coefficient de dispersion axiale en phase liquide (D_{TL}) [18,57]. De nombreuses recherches ont été menées sur cette phase, la dispersion axiale y étant beaucoup plus importante que dans la phase gazeuse [10,52,55,57,58]. Le coefficient de dispersion axiale, défini par ces corrélations, est présenté la plupart du temps à l'intérieur du nombre de Peclet (Pe):

$$Pe = \frac{Ld}{\phi D_{T_L}} \qquad ainsi \qquad D_{T_L} = \frac{Ld}{Pe\,\phi} \tag{4.18}$$

Ce nombre, quoique remplissant la même fonction que le nombre de Bodenstein (Bo), en diffère quelque peu car il est basé sur la dimension nominale du garnissage (d) tandis que le nombre de Bodenstein est basé sur la hauteur de garnissage (H).

On remarque que la rétention de liquide dans le garnissage (ϕ) entre dans la définition de certains des nombres présentés (Pe, Bo) et constitue ainsi un paramètre supplémentaire à évaluer. Encore une fois, plusieurs corrélations existent dans la littérature pour l'estimation de ce paramètre [9,40,43,45,57]. La rétention de liquide totale (ϕ_T), définie à l'équation 4.19, représente la fraction de volume occupée par le liquide dans la colonne à garnissage. Cette fraction est la sommation de la rétention statique (ϕ_s) et de la rétention dynamique ou opérationnelle (ϕ_d), qui sont respectivement la fraction de liquide restante dans le garnissage après un arrêt de l'alimentation en liquide et la fraction de liquide se drainant immédiatement après cet arrêt d'alimentation [45,47].

$$\phi_T = \phi_s + \phi_d \tag{4.19}$$

Tableau 4.1 Coefficient de dispersion axiale en phase liquide

Auteurs	Garnissage: type* et dimension (mm)	Diamètre de colonne (mm)	Corrélation**
Otake et Kunugita (1958)	RR: 7,6 , 15,2	50,8	$Pe = 1{,}9Re_u^{0,5}Ga_d^{-0,33}$
Sater et Levenspiel (1966)	RR: 12,7 , BS: 12,7	101	$Pe = 19{,}4Re_{Ld}^{0,747}Ga_d^{-0,693}ad^{1,968}$
Bennet et Goodridge (1970)	RR: 6,4 , 9,5	50,8 , 76,2	$Pe = 0{,}095Re_u^{0,51}$
Pham Co et Ribeau (1971)	RR: 12,7 , 25,4	127 , 279	$Pe = \exp(-4{,}105)Re_{Ld}^{0,4313}$
Michell et Furzer (1972), compilation depuis la littérature existante.	RR,BS,SP: < 25	< 610	$Pe = 5{,}9Re_u^{1,35}Ga_d^{-0,72}$
Michell et Furzer (1972)	RR: 6,4 , LR: 25,4	50,8 , 610	$Pe = Re_u^{0,7}Ga_d^{-0,32}$
Elenkov et Kolev (1972)	RR: 25,4	190	$L/\phi D_{Tx}a = 0{,}068Re_{La}^{0,78}Ga_a^{-0,33}$
Richter (1978)	RR: 35 , 50	400 , 600 , 1200	$Pe = 0{,}08Re_{Ld}^{0,21}Ga'^{-0,4} \times 10^{0,01(ReLd/1000)}$
Von Stockar et Cevey (1984)	RR: 25,4 (verre)	300	$Pe = 1{,}32Re_{Ld}^{0,27}Ga_d^{-0,11}$ $Pe = 2{,}593Fr_L^{0,17} \times 10^{2,9 \times 10-5ReGd}$

* RR: anneaux de Raschig; LR: anneaux de Lessing;
SP: sphères; BS: selles de Berl.

** $Ga' = d^3\rho_L^2 g/10^{12}\mu_L^2$; $Ga_d = d^3\rho_L^2 g/\mu_L^2$; $Re_{Ld} = L\rho_L d/\mu_L$; $Re_u = L\rho_L d/\phi\mu_L$;
$Re_{Gd} = U_G\rho_G d/\mu_G$; $Re_{La} = 4L\rho_L/a\mu_L$; $Fr_L = L^2/dg$.

La corrélation suggérée dans le "Perry's Chemical Engineers' Handbook" [45], pour l'évaluation de la rétention de liquide statique, est celle de Shulman et al. [Am. Inst. Chem. Eng. J., 1, 259 (1955)]:

$$\varphi_s = 2{,}79\frac{C_1\mu_L^{C_2}\sigma^{C_3}}{\rho_L^{0,37}} \qquad (4.20)$$

où μ_L = viscosité du liquide (mPa·s), σ = tension de surface (mN/m) et ρ_L = densité du liquide (kg/m^3).

Les constantes C_1, C_2 et C_3 ont été déterminées pour certains types de garnissage [45]:

Garnissage	C_1	C_2	C_3
• anneaux de Raschig (carbone, 25,4 mm)	0,086	0,02	0,23
• anneaux de Raschig (céramique, 25,4 mm)	0,00092	0,02	0,99
• selles de Berl (céramique, 25,4 mm)	0,0055	0,04	0,55

Miyahara et al. (1992) proposent plutôt l'équation 4.21, qui a été élaborée à l'aide de divers liquides (eau, éthanol-eau et glycérine-eau), dans une colonne de 155 mm de diamètre [43].

$$\varphi_s = 1{,}53 \times 10^{-4} d^{-1{,}2} \qquad (4.21)$$

où d est la dimension nominale du garnissage.

Plusieurs types de garnissage, tous faits d'acier inoxydable et possédant une fraction de vide supérieure à 94%, ont été utilisés pour l'établissement de cette courbe:

- anneaux de Mitsui-Nutter (d = 0,0178 m);
- anneaux de Mitsui-Nutter (d = 0,0254 m);
- anneaux de Pall (d = 0,0254 m);
- garnissage de McMahon (d = 0,020 m);
- garnissage de Dixon (d = 0,0254 m);
- garnissage de Dixon (d = 0,0191 m);
- garnissage de Dixon (d = 0,0127 m);

L'équation de Miyahara et al. est la même que celle suggérée par Takahashi et al. (1975) pour différents garnissages ayant une fraction de vide entre 40 et 95%[43].

D'autres auteurs, tels Otake et al.(1953) et Stanek et al.(1973), ont également travaillé sur l'évaluation de la rétention de liquide statique dans divers types de garnissage [43].

La rétention de liquide dynamique, à son tour, peut être évaluée, puis additionnée à la rétention de liquide statique afin d'obtenir la rétention totale. Le tableau 4.2 regroupe plusieurs corrélations permettant d'évaluer ce paramètre [9,40,43,45,57].

Les différents coefficients volumiques de transfert ($K_G a_e$ et Ka) constituent un autre groupe de paramètres à évaluer afin de rendre possible la résolution du modèle mathématique. Avant de présenter les corrélations permettant l'estimation de ces paramètres, il est important de spécifier la différence existant entre le terme "a", la surface spécifique du garnissage, et le terme "a_e", la surface spécifique effective du garnissage.

La surface spécifique effective (a_e) est celle qui est disponible au transfert de masse, par volume de colonne. Cette portion de la surface totale peut être considérée comme étant la surface mouillée du garnissage [53]. C'est la surface où un contact direct gaz-liquide et donc un transfert de masse entre les deux phases est possible. La surface spécifique (a), pour sa part, représente la surface totale du garnissage, par volume de colonne. Pour la détermination des coefficients volumiques de transfert de chaleur, c'est cette surface totale (a) qui est considérée. En effet, surtout dans le cas d'un garnissage métallique et donc bon conducteur, l'énergie transmise au garnissage par l'une des phases (liquide ou gaz) est retransmise à l'autre phase par conduction dans le garnissage. Ainsi, la surface disponible au transfert de chaleur entre la phase liquide et la phase gazeuse peut être évaluée par la surface spécifique totale du garnissage (a).

Tableau 4.2 Estimation de la rétention de liquide dynamique

Auteurs	Garnissage: type* et dimension (mm)	Diamètre de colonne (mm)	Corrélation**
Otake et Kunugita (1958)	RR: 7,6 , 15,2	50,8	$\phi_d = 1{,}29 Re_{Ld}^{0,676} Ga_d^{-0,44} ad$
Buchanan (1967)	RR	-	$\phi_d = 2{,}2 Fi^{1/3} + 1{,}8 Fr_L^{1/2}$
Gelbe (1968)	4 < R < 10	-	pour $Re_{L\varepsilon} \leq 6$: $\phi_d = 3{,}25 (d_o/d_i)^{0,56} (Fr_{L\varepsilon}/We_{L\varepsilon})^{0,14} (\varepsilon^2/Ga_{L\varepsilon})^{0,3} Re_{L\varepsilon}^{0,33}$ pour $Re_{L\varepsilon} > 6$: $\phi_d = 2{,}62 (d_o/d_i)^{0,56} (Fr_{L\varepsilon}/We_{L\varepsilon})^{0,14} (\varepsilon^2/Ga_{L\varepsilon})^{0,3} Re_{L\varepsilon}^{0,45}$
Michell et Furzer (1972), compilation depuis la littérature existante.	RR,BS,SP: < 25	< 610	$\phi_d = 1{,}295 Re_{Ld}^{0,676} Ga_d^{-0,44} ad$
Michell et Furzer (1972)	RR: 6,4 , LR: 25,4	50,8 , 610	$\phi_d = 0{,}68 Re_{Ld}^{0,8} Ga_d^{-0,44} ad$
Von Stockar et Cevey (1984)	RR: 25,4 (verre)	300	$\phi_d = (2{,}562/ad) Re_{Ld}^{0,70} Ga_d^{-0,41} \times 10^{9,4 \times 10\text{-}5 ReGd}$
Buchanan (1988)	RR (céramique)	-	$\phi_d = 9{,}25 Fi^{0,48} + 0{,}805 Fr_L^{0,36}$
Miyahara et al. (1992)	MNR: 17,8, 25,4 PR: 25,4 M: 20 D: 12,7, 19,1, 25,4	155	$\phi_d = 1{,}42 \times 10^{-5} \varepsilon Re_{L\varepsilon}^{*0,66} (\mu_L/\mu_w)^{0,75} d^{-1,2}$

* R: anneaux; RR: anneaux de Raschig; LR: anneaux de Lessing; MNR: anneaux de Mitsui-Nutter; PR: anneaux de Pall; SP: sphères; BS: selles de Berl; M: garnissage de McMahon; D: garnissage de Dixon.

** $Fi = \mu_L L/g\rho_L d^2$; $Ga_d = d^3 \rho_L^2 g/\mu_L^2$; $Ga_{L\varepsilon} = \rho_L^2 g \varepsilon^3 d_e^3/\mu_L^2(1-\varepsilon)^3$; $Re_{Ld} = L\rho_L d/\mu_L$; $Re_{L\varepsilon}' = L\rho_L d/\mu_L \varepsilon$; $Re_{Gd} = U_G \rho_G d/\mu_G$; $Re_{L\varepsilon} = L\rho_L d_e/\mu_L(1-\varepsilon)$; $We_{L\varepsilon} = L^2 d_e \rho_L/\sigma\varepsilon(1-\varepsilon)$; $Fr_L = L^2/dg$ $Fr_{L\varepsilon} = L^2(1-\varepsilon)/g d_e \varepsilon^3$; d = dimension nominale du garnissage; d_o = diamètre externe du garnissage; d_i = diamètre interne du garnissage; d_e = diamètre équivalent du garnissage = $6(1-\varepsilon)/A$; A = section de la colonne; a = surface spécifique du garnissage.

La théorie du double film, présentée à l'équation 4.12, qui définie la résistance globale au transfert de masse par l'addition des résistances dans chaque phase, sert généralement de définition pour l'évaluation du coefficient global de transfert de masse. Comme il a été discuté auparavant, le sujet de l'étude en cours, qui concerne le transfert de molécules d'eau dans un chauffe-eau à contact direct et une pompe à vapeur d'eau, permet l'annulation de la résistance au transfert de masse en phase liquide car le composant concerné par le transfert de masse est le même que celui qui constitue la phase liquide. Le coefficient volumique de transfert de masse global, basé sur la phase gazeuse ($K_G a_e$), est donc équivalent au coefficient volumique de transfert de masse en phase gazeuse ($k_G a_e$).

Le coefficient volumique de transfert de masse en phase gazeuse ($k_G a_e$), est fréquemment évalué en deux parties, soient k_G, le coefficient de transfert de masse, et a_e, la surface spécifique effective du garnissage. La première partie, k_G, peut être exprimée à l'intérieur du nombre de Sherwood en phase gazeuse (Sh_G). Kolev et al. proposent l'équation 4.22, permettant d'évaluer ce paramètre, pour un garnissage non structuré [34].

$$Sh_G = 0{,}5\, Re_{G_e}^{0{,}655}\, Sc_G^{0{,}33} \qquad (4.22)$$

où:

$$Sh_G = \frac{k_G d}{D_G^{\circ}};\ Re_{G_e} = \frac{4 U_G \rho_G}{a \mu_G};\ Sc_G = \frac{\mu_G}{\rho_G D_G^{\circ}}$$

D_G est la diffusion moléculaire du composé étudié dans la phase gazeuse et l'exposant "°" signifie: "sans tenir compte de la diffusion de Stephan".

Meirsmann et Deixler suggèrent une autre corrélation, pour un nombre de Reynold ($Re_{G\varepsilon} = \rho_G U_G d/\mu_G \varepsilon$) supérieur à 1000, dans une colonne à garnissage irriguée [40]:

$$k_G = K_G \left(\frac{U_G^2 D^{*2}_G \rho_G}{d \mu_G} \right)^{1/3} \tag{4.23}$$

où K_G est une constante qui dépend de la forme du garnissage [34]:

forme du garnissage	K_G
•sphère	0,673
•anneau	0,413
•selle	0,730

Une troisième possibilité est la corrélation de Onda et al. (1968), qui est bien connue lorsqu'il s'agit de l'estimation d'un coefficient de transfert de masse. Cette corrélation, appliquée au coefficient de transfert de masse en phase gazeuse, est présentée à l'équation 4.24 [45,53].

$$\left(\frac{k_G}{a D^*_G} \right) = C \left(\frac{G_M}{a \mu_G} \right)^{0,7} \left(\frac{\mu_G}{\rho_G D^*_G} \right)^{1/3} (a d)^{-2} \tag{4.24}$$

où C est une constante qui prend la valeur de 5,23 pour des anneaux ou des selles d'une dimension nominale (d) supérieure à environ 12 mm. Pour des garnissages plus petits, la valeur de la constante est 2,00 [45].

Comme il a été mentionné, l'exposant "*" utilisé sur le terme de diffusion moléculaire en phase gazeuse (D_G), signifie que l'effet secondaire du groupe hydrodynamique II, nommé "diffusion de Stephan" est négligé. Afin de considérer cet effet, la correction suivante est suggérée par Kolev et al. [34]:

$$D_G = \frac{D^*_G}{(1-\bar{y})} \tag{4.25}$$

où y est la concentration molaire moyenne du composant léger dans la couche limite entre le gaz et le liquide.

À son tour, la surface spécifique effective du garnissage (a_e), qui constitue la deuxième partie du terme $k_G a_e$, peut être estimée grâce à divers énoncés. Le tableau 4.3 présente quelques énoncés permettant de calculer la surface spécifique effective (a_e) [34,35,45,53]. Le terme a_e/a, où "a" est la surface spécifique totale du garnissage, représente donc la fraction de surface totale qui est disponible au transfert de masse.

Tableau 4.3 Évaluation de la surface spécifique effective du garnissage

Auteurs	Corrélation*	Applications
Kolev (1973)	$a_e/a = 0{,}583 E\ddot{o}^{0.49}(a \cdot d_e)^{0.42} Fr_{La}^{0.196}$	► garnissage non-structuré
Weisman et Bonilla (1950)	$a_e/a = 0{,}54 F_G^{0.31} F_L^{0.07}$	► anneaux de Raschig (25 mm) ► pour $4<F_L<17 kg/m^2s$ ► systèmes air-eau
Onda et al. (1967)	$a_e/a = 1 - \exp[-1{,}45(\sigma_c/\sigma)^{0.75} \times Re_{LF}^{0.1} Fr_{LF}^{-0.05} We_{LF}^{0.2}]$ où σ est en mN/M	► anneaux de Raschig (6-50 mm), anneaux de Pall (25 mm), selles de Berl (12-38 mm), sphères (12 et 25 mm).
Bravo et Fair (1984)	$a_e/a = 0{,}310(\sigma^{0.5}/H^{0.4})(6F_L F_G \mu_L/\rho_L \sigma \mu_G a)^{0.392}$ où σ est en mN/M	► garnissage non structuré

* $Fr_{La} = L^2 a/g$; $Fr_{LF} = F_L^2 a/\rho_L^2 g$; $E\ddot{o} = \rho_L g/\sigma a^2$ (à être déterminé à l'aide des valeurs à l'interface gaz-liquide); $Re_{LF} = F_L/\mu_L a$; $We_{LF} = F_L^2/\rho_L \sigma a$.

Le coefficient volumique global de transfert de chaleur (Ka) est également défini par la théorie du double film [27,29,35,59]:

$$Ka = \frac{1}{(1/h_G a) + (1/h_L a)} \tag{4.26}$$

Dans le cas où le transfert de chaleur est accompagné par un transfert de masse, il y a influence du transfert de masse sur le transfert de chaleur et le coefficient de transfert de chaleur global doit être corrigé en conséquence [34,35,59]. Effectivement, les molécules qui transfèrent d'une phase à l'autre transportent avec elles une quantité d'énergie, appelée chaleur latente, qui influence le transfert de chaleur sensible. L'expression du coefficient global de transfert de chaleur dépend donc des différentes situations de transfert pouvant être rencontrées (voir section 2.1) [35,59]:

i) humidification et refroidissement d'un gaz chaud:

$$\frac{1}{Ka} = \frac{1}{h_L a}\left(\frac{q_T - \lambda}{q_T}\right) + \frac{1}{\alpha h_G a} \tag{4.27}$$

ii) déshumidification et refroidissement d'un gaz chaud:

$$\frac{1}{Ka} = \frac{1}{h_L a} + \frac{1}{\alpha h_G a}\left(\frac{q_T - \lambda}{q_T}\right) \tag{4.28}$$

iii) humidification et chauffage d'un gaz froid:

$$\frac{1}{Ka} = \frac{1}{h_L a} + \frac{1}{\alpha h_G a}\left(\frac{q_T - \lambda}{q_T}\right) \tag{4.28}$$

où $((q_T - \lambda)/q_T)$ représente la fraction de chaleur sensible transmise (la chaleur totale transmise incluant la chaleur sensible et la chaleur latente) et α, qui peut être

évalué à l'aide de la figure 4.2, est la correction pour la diffusion de Stephan. Ce facteur de correction est défini comme suit [3,34,35]:

$$\alpha = \frac{C_o}{\exp(C_o)-1} \tag{4.29}$$

où le terme C_o est connu sous le nom de correction de Ackerman [3,34,35].

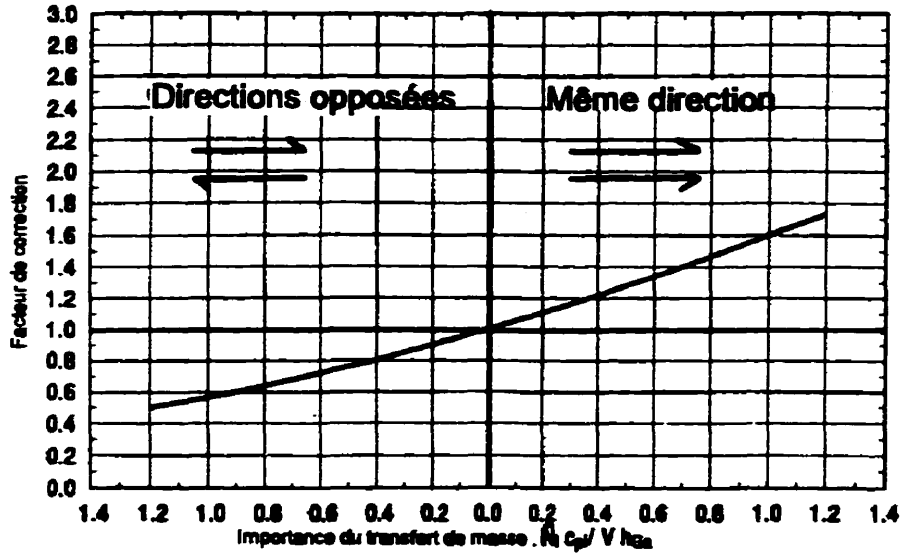


Figure 4.2 Correction pour la diffusion de Stephan (tiré de Woods (1995)[59])

Les groupements $h_G a$ et $h_L a$, qui représentent le coefficient volumique de transfert de chaleur de chaque phase, doivent donc être estimés afin d'obtenir le coefficient volumique global de transfert de chaleur. Le tableau 4.4 regroupe un certain nombre de corrélations permettant de calculer ces deux paramètres [29,59].

Tableau 4.4 Coefficients volumiques de transfert de chaleur locaux

Auteurs	Garnissage: type* et dimension (mm)	Diamètre de colonne (mm)	Système	Corrélation
Zhavoronkov et Furmer (1944)	RR	300	air-eau	** $h_Ga = 0{,}0201F_G^{0,7}F_L^{0,7}$
McAdams et al. (1949)	RR: 25,4	102	air-eau	** $h_La = 0{,}82F_G^{0,7}F_L^{0,5}$
Yoshida et Tanaka (1951)	RR: 25,4 , 38,1	254	air-eau	** $h_Ga = 0{,}117F_G^{1,0}F_L^{0,2}$ ** $h_La = 8{,}0F_L^{0,80}$
Huang et Fair (1989)	▸ RR: 25,4 (céramique) ▸ RR: 38,1 (céramique) ▸ PR: 25,4 (acier) ▸ PR: 38,1 (acier) ▸ HR: 30 (acier) ▸ IS: 25,4 (céramique) ▸ IS: 38,1 (céramique)	section carrée: 305 x 305	air-eau	▸ $h_Ga = 6\,947F_G^{1,10}F_L^{0,02}$ $h_La = 26\,680F_G^{0,51}F_L^{0,63}$ ▸ $h_Ga = 6\,130F_G^{1,45}F_L^{0,16}$ $h_La = 46\,060F_G^{0,48}F_L^{0,75}$ ▸ $h_Ga = 5\,065F_G^{1,12}F_L^{0,33}$ $h_La = 33\,460F_G^{0,45}F_L^{0,87}$ ▸ $h_Ga = 5\,310F_G^{1,28}F_L^{0,26}$ $h_La = 32\,910F_G^{0,31}F_L^{0,80}$ ▸ $h_Ga = 8\,150F_G^{0,99}F_L^{0,18}$ $h_La = 43\,670F_G^{0,15}F_L^{0,76}$ ▸ $h_Ga = 7\,228F_G^{1,01}F_L^{0,25}$ $h_La = 36\,960F_G^{0,20}F_L^{0,84}$ ▸ $h_Ga = 6\,174F_G^{1,38}F_L^{0,10}$ $h_La = 42\,570F_G^{0,20}F_L^{0,69}$
Réf. [59]	-	-	-	$h_Ga = 6\,000F_G^{1,0}F_L^{0,2}$ $h_La = 42\,000F_G^{0,7}F_L^{0,5}$

* RR: anneaux de Raschig; PR: anneaux de Pall; HR: anneaux de HyPack; IS: selles Intalox .

** h_La et h_Ga sont en Btu/hr·pi^3·°F et F_G et F_L sont en lb/hr·pi^2 .

Les coefficients de transfert de chaleur locaux peuvent également être approximés à l'aide de l'analogie de Chilton et Colburn [3,29,34,35,45,55]. Celle-ci relie les coefficients de transfert de chaleur aux coefficients de transfert de masse, tel que décrit aux équations 4.30 et 4.31.

$$\frac{h_G a}{Cp_G} = k_G a_e PM_G \left(\frac{Sc_G}{Pr_G}\right)^{2/3} \qquad (4.30)$$

$$\frac{h_L a}{Cp_L} = k_L a_e \rho_L \left(\frac{Sc_L}{Pr_L} \right)^{2/3} \tag{4.31}$$

où:

$$Sc_G = \frac{\mu_G}{\rho_G D_G},\ Sc_L = \frac{\mu_L}{\rho_L D_L},\ Pr_G = \frac{\mu_G}{\rho_G \alpha_G},\ Pr_L = \frac{\mu_G}{\rho_G \alpha_G},$$

α est la diffusivité thermique en m^2/s et Cp est en J/kg·K

Par contre, pour le cas visé par cette étude, l'analogie de Chilton-Colburn n'est utile que pour la détermination du coefficient de transfert de chaleur en phase gazeuse. En effet, dans le cas où la résistance au transfert de masse en phase liquide est négligée et par le fait même, que le coefficient de transfert de masse dans cette phase n'est pas évalué, l'analogie n'est pas applicable.

Grâce aux corrélations qui ont été suggérées dans cette section, il est possible d'estimer tous les paramètres nécessaires à la résolution d'un modèle mathématique caractérisant les échanges de masse (H_2O) et de chaleur dans un chauffe-eau à contact direct ou une pompe à vapeur d'eau.

4.2 Hypothèses de modélisation

L'établissement de tout modèle est basé sur diverses hypothèses qui, si elles sont valables, permettent de négliger les phénomènes n'ayant pas d'impact majeur sur le système étudié. La modélisation se trouve ainsi simplifiée et les équations qui la composent se résolvent plus aisément.

Un chauffe-eau à contact direct, de même qu'une tour de PAVE, peut être divisé en deux parties, soient la section de garnissage et la section de douche (sous le garnissage). Ces différentes sections doivent être traitées de façon distincte car chacune renferme ses propres caractéristiques hydrodynamiques et surfaciques.

Les hypothèses de modélisation ont été élaborées pour le montage décrit au chapitre III et ne sont pas nécessairement applicables de façon générale. L'application de la modélisation à un montage différent de celui étudié demanderait une révision des hypothèses de modélisation.

4.2.1 Section de garnissage

Les hypothèses émises pour la modélisation des transferts gaz-liquide, dans la section de garnissage, sont les suivantes:

- La distribution radiale des phases est uniforme: il n'y a pas de gradient radial de concentration car le distributeur d'eau est adéquat;
- La section est adiabatique: il n'y a pas de gradient radial de température;
- La phase liquide est en écoulement piston avec dispersion axiale;
- La phase gazeuse, qui est la phase continue, est en écoulement piston simple: sous des conditions normales d'opération, dans une colonne à garnissage, la dispersion axiale en phase gazeuse est faible et peut être négligée [10,58];
- Du côté liquide, la variation du débit due à la condensation peut être négligée;

- La chaleur latente transformée en chaleur sensible lors de la condensation de la vapeur d'eau (ou vice versa pour l'évaporation) est dégagée (ou retirée dans le cas de l'évaporation) à la phase liquide;
- La surface que représente les parois de la colonne est négligeable comparativement à la surface du garnissage;
- La perte de charge dans la section de garnissage peut être négligée: les garnissages modernes possédant une faible perte de charge [4];
- Pour l'évaluation des divers paramètres de transfert et/ou de dispersion, certaines propriétés physiques et conditions opératoires sont requises: lorsque ces propriétés ou conditions changent le long de la zone de contact direct, des valeurs moyennes sont utilisées;
- Les effets de radiation sont négligeables;
- La diffusion de Stephan, qui influence le transfert de masse et de chaleur et qui survient lors d'une diffusion non-équimolaire, est négligeable;
- La migration de la phase liquide vers les parois de la colonne est négligeable: selon Baker et al. (1935), cette hypothèse est vraie si le ratio du diamètre de la colonne sur la dimension nominale du garnissage est supérieur ou égal à 8:1[45]. Ce ratio est de 12:1 pour le chauffe-eau mais n'est que de 6,7:1 pour les colonnes de la PAVE. Cependant, comme cette remarque a été formulée à une période où les garnissages modernes à grande surface spécifique et à faible taux de distribution radiale (voir la section 2.2.2) n'étaient pas encore disponibles sur le marché, il est possible de croire qu'un ratio un peu plus faible, combiné à un garnissage moderne tel les anneaux de Pall, permet tout de même d'éviter la migration de la phase liquide vers les parois;

- Les effets de bouts sont négligeables: le distributeur est situé juste au-dessus de la zone de garnissage et la région sous la zone de garnissage est considérée par la modélisation de la section de douche.

4.2.2 Section de douche

Pour la section de douche, les hypothèses suggérées varient quelque peu:

- La distribution radiale des phases est uniforme;
- La phase gazeuse, qui est la phase continue, se comporte comme un CSTR (réacteur parfaitement mélangé), vue la turbulence crée par l'entrée des gaz de combustion;
- La phase liquide est en écoulement piston et est dispersée sous forme de gouttelettes;
- La variation de débit est négligeable pour la phase liquide;
- La surface mouillée de la paroi est négligeable comparativement à celle des gouttelettes;
- La chaleur latente transformée en chaleur sensible lors de la condensation de la vapeur d'eau (vice versa pour l'évaporation) est dégagée (ou retirée dans le cas de l'évaporation) à la phase liquide;
- Les effets de radiation sont négligeables;
- La section de douche est adiabatique;
- Pour l'évaluation des divers paramètres de transfert, certaines propriétés physiques et conditions opératoires sont requises: lorsque ces propriétés ou conditions changent le long de la zone de contact direct, des valeurs moyennes sont utilisées;
- La diffusion de Stephan est négligeable.

4.2.3 Schéma d'écoulement

La figure 4.3 résume le schéma d'écoulement hypothétique des deux sections du chauffe-eau à contact direct ou des colonnes de la pompe à vapeur d'eau.

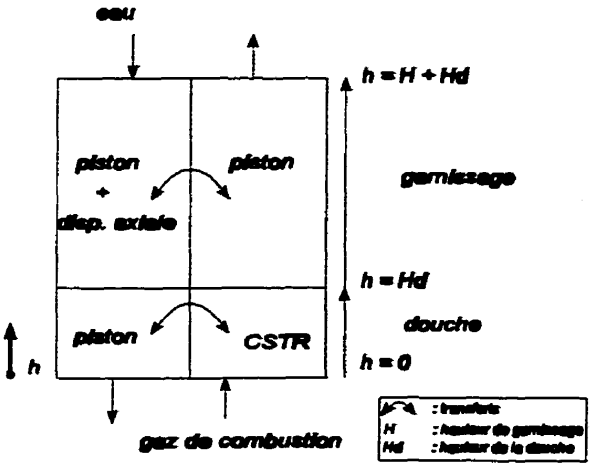


Figure 4.3 Schéma d'écoulement considéré pour la modélisation

4.3 Modèle mathématique

4.3.1 Section de garnissage

Le modèle choisi comme base de référence pour la section de garnissage est celui de Kolev et al. (1996) [34], qui est présenté à la section 4.1.1 du présent document. Certaines modifications ont cependant été apportées au modèle original.

La variation du débit total de gaz, due à la vaporisation (ou condensation) de la vapeur d'eau, dans un chauffe-eau à contact direct ou une PAVE, n'est pas négligeable. Ainsi, le développement des équations différentielles du modèle,

associées à la phase gazeuse, est fait en base sèche. Ceci signifie que les concentrations de vapeur d'eau en phase gazeuse seront exprimées par mol de gaz sec (Y_{H2O}) plutôt que par mol de gaz humide (y_{H2O}). Aussi, comme il a déjà été mentionné, le composé impliqué dans le transfert de masse (H_2O) est le même que celui qui constitue la phase liquide. Le coefficient volumique global de transfert de masse ($K_G a_e$) est donc remplacé par le coefficient volumique de transfert de masse en phase gazeuse ($k_G a_e$) car la résistance au transfert de masse en phase liquide est inexistante (voir les équations 4.12 et 4.13). Les bilans de matière et d'énergie élaborés pour la modélisation du transfert de masse (H_2O) et de chaleur, dans un garnissage irrigué, sont détaillés par les équations 4.32 à 4.36. Le système d'équations différentielles considère un gaz en écoulement piston à contre-courant avec un liquide en écoulement piston modifié par la dispersion axiale. On retrouve ici une autre différence avec le modèle de Kolev et al., qui considère de la dispersion axiale dans les deux phases. Comme le transfert de masse étudié est celui de la vapeur d'eau, le bilan de matière est effectué uniquement sur la phase gazeuse. En effet, l'évaporation ou la condensation d'un liquide pur ne provoque aucune variation de concentration dans la phase liquide. Enfin, l'origine du système est arbitrairement placé au bas de la zone de contact direct (voir la figure 4.3).

Bilan de masse: H_2O

•***phase gazeuse***:

$$\frac{dY_{H_2O}}{dh} = \frac{k_G a_e}{U_{GS}} (Y_{H_2O}^* - Y_{H_2O}) \tag{4.32}$$

où: U_{GS} = vitesse superficielle de la phase gazeuse (base sèche);
h = hauteur courante;
Y_{H2O}^* = concentration molaire de la vapeur d'eau en phase gazeuse (base sèche);

Y^*_{H2O} = concentration molaire à saturation de la vapeur d'eau en phase gazeuse (base humide);
k_G = coefficient de transfert de masse en phase gazeuse;
a_e = surface spécifique du garnissage effective au transfert de masse.

Bilans d'énergie:

•phase gazeuse:

$$\frac{dh_G}{dh} = -\frac{Ka}{G_M}(T_G - T_L) \tag{4.33}$$

comme $dh_G = Cp_G dT_G$, $Cp_G = (Cp_{GS} + Y_{H2O}Cp_{H2O})/(1+Y_{H2O})$
et $G_S = G_M/(1+Y_{H2O})$,

$$\frac{dT_G}{dh} = -\frac{Ka}{G_S\,(Cp_{GS} + Y_{H_2O}Cp_{H_2O})}(T_G - T_L) \tag{4.34}$$

où: h_G = enthalpie molaire de la phase gazeuse;
Cp_G = chaleur spécifique de la phase gazeuse;
Cp_{GS} = chaleur spécifique de la phase gazeuse sèche;
Cp_{H2O} = chaleur spécifique de la vapeur d'eau;
K = coefficient global de transfert de chaleur;
T_G = température de la phase gazeuse;
T_L = température de la phase liquide;
G_S = flux molaire sec de la phase gazeuse;
G_M = flux molaire total de la phase gazeuse;
a = surface spécifique du garnissage.

•phase liquide:

$$\frac{H}{Bo_L}\frac{d^2h_L}{dh^2} + \frac{dh_L}{dh} = -\frac{Ka}{L_M}(T_G - T_L) + \frac{G_S r_{H_2O}}{L_M}\frac{dY_{H_2O}}{dh} \tag{4.35}$$

comme $dh_L = Cp_L dT_L$,

$$\frac{H}{Bo_L}\frac{d^2T_L}{dh^2} + \frac{dT_L}{dh} = -\frac{Ka}{Cp_L L_M}(T_G - T_L) + \frac{G_S}{Cp_L L_M} r_{H_2O}\frac{dY_{H_2O}}{dh} \qquad (4.36)$$

où: h_L = enthalpie molaire de la phase liquide;
Cp_L = chaleur spécifique de la phase liquide;
Bo_L = nombre de Bodenstein en phase liquide = $LH/\phi D_{TL}$;
D_{TL} = coefficient de dispersion axiale de la phase liquide;
L = densité du flux de liquide;
H = hauteur de la zone de garnissage;
ϕ = rétention de liquide du garnissage;
L_M = flux molaire de la phase liquide;
r_{H2O} = chaleur de condensation (ou d'évaporation) de l'eau .

Conditions frontières:

Les conditions frontières associées à ce modèle ont été développées pour un système fermé-fermé, c'est-à-dire où on ne considère pas de dispersion axiale des phases liquide et gazeuse avant l'entrée ainsi qu'après la sortie de la zone de garnissage [17]. Les équations suivantes présentent ces conditions limites:

• ***à*** $h = H + H_d$:

$$\frac{H}{Bo_L}\frac{dT_L}{dh} = T_{L_{eg}} - T_L \qquad (4.37)$$

où l'indice "eg" signifie à l'entrée du courant dans la section de garnissage.

• ***à $h = H_d$:***

$$Y_{H_2O} = Y_{H_2O_{ed}} \tag{4.38}$$

$$T_G = T_{G_{ed}} \tag{4.39}$$

$$\frac{H}{Bo_L}\frac{dT_L}{dh} = T_L - T_{L_{ed}} \tag{4.40}$$

où l'indice "d" signifie à l'intérieur de la zone de douche et "ed", à l'entrée du courant dans la zone de douche.

4.3.2 Section de douche

En considérant toujours un système d'axes dont l'origine se trouve au bas de la zone de contact direct, les équations 4.41 à 4.45 ont été développées pour la caractérisation de la section de douche située sous le garnissage. Ces équations représentent le bilan de masse sur la vapeur d'eau en phase gazeuse ainsi que les bilans d'énergie sur les deux phases. Un réacteur parfaitement mélangé caractérise la phase gazeuse tandis que la phase liquide s'écoule en mode piston sous forme de gouttelettes.

<u>**Bilan de masse:**</u> H_2O

•***phase gazeuse:***

$$U_{GS}\,(Y_{H_2O_{ed}} - Y_{H_2O}) = -\,k_{Gd}a_d\,H_d\,(Y^*_{H_2O} - Y_{H_2O}) \tag{4.41}$$

où: U_{GS} = vitesse superficielle de la phase gazeuse (base sèche);
Y_{H2O} = concentration molaire de la vapeur d'eau en phase gazeuse (base sèche);
Y^*_{H2O} = concentration molaire de la vapeur d'eau à saturation en phase gazeuse (base sèche);
k_G = coefficient de transfert de masse en phase gazeuse;
a = surface spécifique des gouttelettes;
H = hauteur de la zone de contact;

indice ed = à l'entrée du courant dans la section de douche;
indice d = dans la zone de douche;

Bilans d'énergie:

•phase gazeuse:

$$h_{G\,ed} - h_G = \frac{K_d a_d H_d}{G_S(1 + Y_{H_2O})}(T_G - T_{L_{moyen}}) \qquad (4.42)$$

comme $h_G = Cp_G \Delta T$, $Cp_G = (Cp_{GS} + Y_{H2O}Cp_{H2O})/(1+ Y_{H2O})$ et $\Delta T = T_G - T_{réf}$,

$$T_{G_{ed}}(Cp_{GS}+Y_{H_2O}Cp_{H_2O})_{ed} - T_G(Cp_{GS}+Y_{H_2O}Cp_{H_2O}) = \frac{Ka_dH_d}{G_S}(T_G - T_{L_{moyen}}) \qquad (4.43)$$

où: h_G = enthalpie molaire de la phase gazeuse;
$T_{L\,moyen}$ = température moyenne du liquide dans la zone de douche;
T_G = température de la phase gazeuse;
$T_{réf}$ = température de référence pour la phase gazeuse;
K_d = coefficient global de transfert de chaleur dans la section de douche;
Cp_{GS} = chaleur spécifique de la phase gazeuse (base sèche);
Cp_{H2O} = chaleur spécifique de la vapeur d'eau;
G_S = flux molaire de la phase gazeuse (base sèche);

•phase liquide:

$$\frac{dh_L}{dh} = -\frac{K_d a_d}{L_M}(T_G - T_L) - \frac{G_S r_{H_2O}}{L_M H_d}(Y_{H_2O_{sat}} - Y_{H_2O}) \qquad (4.44)$$

comme $dh_L = Cp_L dT_L$,

$$\frac{dT_L}{dh} = -\frac{K_d a_d}{Cp_L L_M}(T_G - T_L) - \frac{G_S}{Cp_L L_M H_d} r_{H_2O}(Y_{H_2O_{sat}} - Y_{H_2O}) \qquad (4.45)$$

où: h_L = enthalpie molaire de la phase liquide;
T_L = température de la phase liquide;
Cp_L = chaleur spécifique de la phase liquide;
L_M = flux molaire de la phase liquide;
r_{H2O} = chaleur de condensation (ou d'évaporation) de l'eau;

Conditions frontières:

La condition frontière associée à la zone de douche concerne uniquement l'équation 4.45 car les autres équations caractérisant la douche ne sont pas des équations différentielles:

• à h = 0:

$$T_L = T_{L_s} \qquad (4.46)$$

où l'indice "s" signifie à la sortie du système.

4.3.3 Développement des paramètres opératoires

Afin d'effectuer certaines simulations à partir du modèle développé, les divers paramètres opératoires, tels la vitesse ainsi que le flux des phases en écoulement dans le système, doivent être connus. Les équations qui suivent permettent le calcul de ces paramètres à partir des conditions d'opération et des dimensions de l'appareil:

•*Vitesse superficielle du gaz (base sèche):*

$$U_{GS} = \frac{8{,}314\ G_S T_G}{P} \tag{4.47}$$

•*Vitesse superficielle du gaz (base humide):*

$$U_G = U_{GS}\ (1 + Y_{H_2O}) \tag{4.48}$$

•*Flux molaire de gaz (base sèche):*

$$G_S = \frac{N_{CH_4}(8{,}52 + 9{,}52\ EA)}{A} \tag{4.49}$$

•*Vitesse superficielle du liquide:*

$$L = \frac{V_L}{A} \tag{4.50}$$

•*Flux molaire de liquide:*

$$L_M = L\ \frac{\rho_L}{M_L} \tag{4.51}$$

où: P = pression dans le système;
N_{CH4} = débit molaire de gaz naturel alimenté au brûleur;
U_{GS} = vitesse superficielle de la phase gazeuse (base sèche);
Y_{H2O} = fraction molaire (sèche) de la vapeur d'eau en phase gazeuse;
A = section de la colonne;
EA = excès d'air;
V_L = débit volumique de liquide;
L = densité de flux de la phase liquide;
M_L = masse molaire du liquide.

4.4 Évaluation des différents coefficients

Les coefficients volumiques de transfert de masse ($k_G a_e$ et $k_{Gd} a_d$) et d'énergie (Ka et $K_d a_d$) ainsi que le nombre de Bodenstein (Bo_L), qui marque la dispersion axiale dans la phase liquide du garnissage, constituent un autre groupe de paramètres à évaluer. Certaines corrélations, dont plusieurs sont introduites à la section 4.1.2, ont été développées pour un système gaz-liquide dans un garnissage. Cependant, la zone de douche, qui se trouve sous la section de garnissage, présente une hydrodynamique moins courante qui n'a pas été l'objet de nombreuses recherches. Les divers coefficients de transfert, caractérisant cette zone de contact, seront donc estimés en ajoutant aux corrélations existantes dans la littérature, une série d'hypothèses. Les corrélations utilisées pour la détermination des divers coefficients sont choisies en référence au montage expérimental décrit au chapitre III ainsi qu'aux conditions opératoires visées pour ce même montage et résumées au tableau 3.2.

4.4.1 Section de garnissage

La corrélation générale suggérée par Kolev et al. (1996) [34] est utilisée en première approximation pour la définition du nombre de Bodenstein en phase liquide (Bo_L), qui marque la dispersion axiale dans cette phase.

$$Bo_L = 0{,}655\ Re_{La}^{0{,}38}\ Ga^{0{,}30}\ (a \cdot H) \qquad (4.16)$$

$$Re_{La} = \frac{4\ L\ \rho_L}{a\ \mu_L}$$

$$Ga = \frac{g\ \rho_L^{\ 2}}{a^3\ \mu_L^{\ 2}}$$

où: L = densité du flux de liquide;
a = surface spécifique du garnissage;
H = hauteur de la zone de garnissage;

Les autres corrélations, présentées à la section 4.1.2, pourraient également être exploitées, en passant par l'évaluation du coefficient de dispersion axiale (D_{Tx}) et de la rétention de liquide dans le garnissage (ϕ).

L'évaluation du coefficient volumique de transfert de masse en phase gazeuse ($k_G a_e$) est effectuée en deux étapes: k_G et a_e. Les énoncés choisis pour l'estimation de ces paramètres, tous deux développés par Onda et al. (1968 et 1973), sont bien connus dans le domaine du transfert de masse gaz-liquide à l'intérieur d'une colonne à garnissage [45,53].

$$\left(\frac{k_G}{a D_G}\right) = C\left(\frac{G_M}{a \mu_G}\right)^{0{,}7}\left(\frac{\mu_G}{\rho_G D_G}\right)^{1/3} (a d)^{-2} \qquad (4.24)$$

$$\frac{a_e}{a} = 1 - [-1{,}45\,(\sigma_c/\sigma)^{0{,}75}\, Re_{LF}^{0{,}1}\, Fr_{LF}^{-0{,}05}\, We_{LF}^{0{,}2}] \qquad (4.52)$$

où k_G = coefficient de transfert de masse en phase gazeuse;
a_e = surface spécifique effective du garnissage;
a = surface spécifique du garnissage;
C = constante = 5,23 pour des anneaux ou des selles dont la dimension nominale est supérieure à 12 mm [45];
Fr_{LF} = $F_L^2 a/\rho_L^2 g$;
Re_{LF} = $F_L/\mu_L a$;
We_{LF} = $F_L^2/\rho_L \sigma a$;
F_L = flux massique de la phase liquide;
G_M = flux molaire de la phase gazeuse;
D_G = diffusivité moléculaire de la vapeur d'eau dans le gaz;
σ = tension de surface (mN/m);
σ_c = tension de surface critique du garnissage (mN/m).

Le transfert de chaleur peut être accéléré ou ralenti par le transfert de masse simultané qui survient dans un échangeur à contact direct. Dans la zone de garnissage du chauffe-eau ainsi que dans celle du condenseur de la PAVE, pour un fonctionnement normal, le phénomène global observé est un chauffage du liquide accompagné d'une déshumidification des gaz de combustion. Dans la section de garnissage de l'évaporateur de la PAVE, une humidification de la phase gazeuse est accompagnée du chauffage de celle-ci. Dans les trois cas, les deux transferts sont dans le même sens et le coefficient volumique global de transfert de chaleur (Ka), qui est amplifié par le transfert de masse, est exprimé à l'intérieur de l'égalité suivante [59]:

$$\frac{1}{Ka} = \frac{1}{h_L a} + \frac{1}{\alpha h_G a}\left(\frac{q_T - \lambda}{q_T}\right) \tag{4.28}$$

où $h_L a$ = coefficient volumique de transfert de chaleur en phase liquide;
$h_G a$ = coefficient volumique de transfert de chaleur en phase gazeuse;
q_T = chaleur totale transférée dans la section de garnissage;
λ = chaleur latente transférée dans la section de garnissage;
α = correction pour la diffusion de Stephan = 1, car ce

phénomène est négligé dans les hypothèses de modélisation. Les coefficients volumiques locaux de transfert de chaleur ($h_L a$ et $h_G a$) sont tirés des corrélations de Huang et Fair (1989), présentées au tableau 4.4. Ces corrélations ont été élaborées pour des anneaux de Pall en acier, de dimension nominale égale à 38 mm, dans une colonne à section carrée de 305 mm par 305 mm [29].

$$h_G a = 5\ 310\ F_G^{1,28} F_L^{0,26} \tag{4.53}$$

$$h_L a = 32\ 910\ F_G^{0,31} F_L^{0,80} \tag{4.54}$$

où: F_G = flux massique de la phase gazeuse;
F_L = flux massique de la phase liquide.

Ces dernières équations complètent la définition des coefficients de modélisation pour la section de garnissage. La résolution du modèle, pour diverses conditions opératoires, est alors possible.

4.4.2 Section de douche

Dans la section de douche, les coefficients à évaluer sont ceux associés au transfert de masse ($k_{Gd}a_d$) ainsi qu'au transfert de chaleur ($K_d a_d$). Le coefficient volumique de transfert de masse, $k_{Gd}a_d$, sera évalué en deux parties, soient k_{Gd} et a_d, tandis que le coefficient volumique de transfert de chaleur, $K_d a_d$ sera évalué directement. Les conditions opératoires servant de lignes directrices, pour cette section, sont les mêmes que dans la zone de garnissage (voir le tableau 3.2), à la différence que la zone de douche ne contient pas la phase solide constituée par le garnissage.

La phase liquide, dans cette section, est dispersée sous forme de gouttelettes d'eau. Suite à une observation visuelle, présentée à la figure 4.4, les hypothèses suivantes sont considérées pour la caractérisation de ces gouttelettes:

- la forme des gouttelettes est légèrement **ellipsoïdale**;
- le **diamètre équivalent** moyen des gouttelettes (d_g = diamètre d'une gouttelette sphérique de même volume) est de **5 mm**;

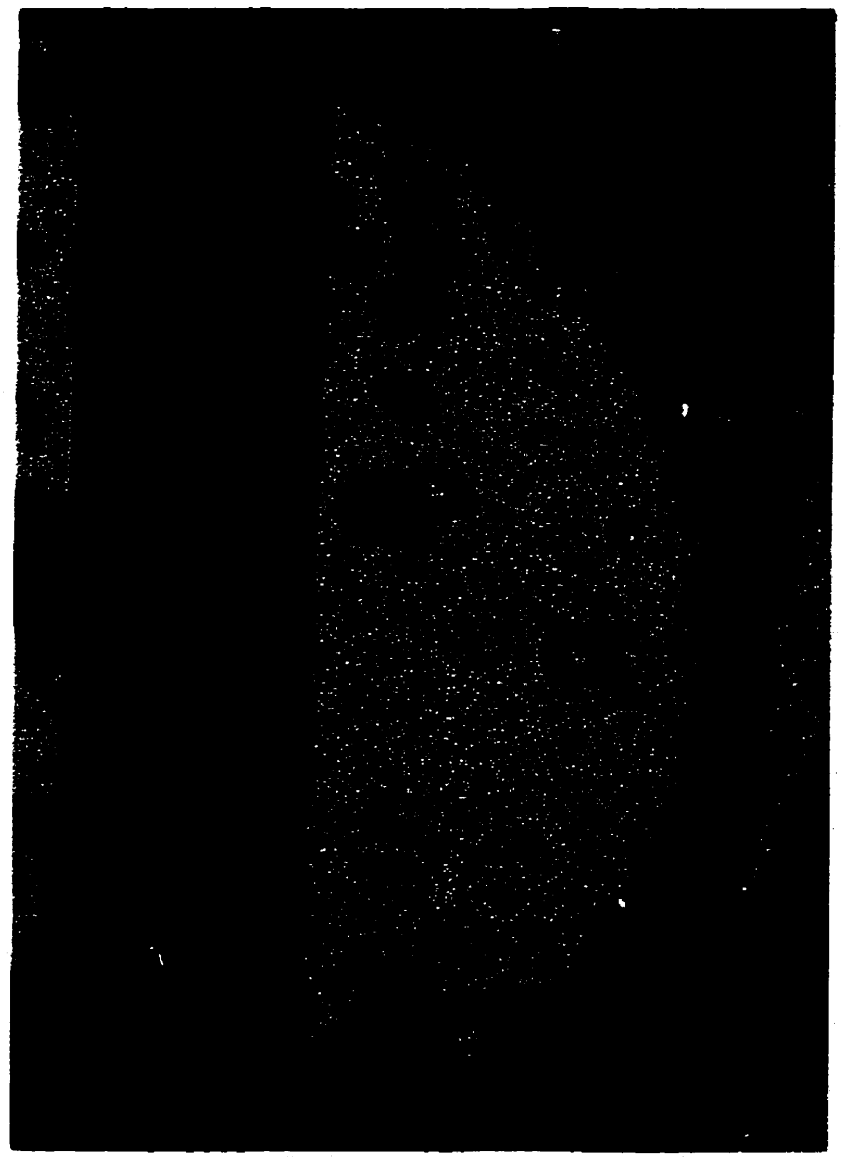


Figure 4.4 Gouttelettes de la zone de douche du condenseur

L'observation de gouttelettes a été effectuée dans le condenseur car c'est sur cette partie du montage qu'auront lieu les expérimentations. Comme il sera expliqué au chapitre VI, le chauffe-eau comporte trop d'inconnues pour que la validation du modèle y soit possible sans modifications majeures.

Les gouttelettes d'eau étudiées sont en chute libre dans des gaz de combustion, qui sont supposés parfaitement mélangés dans cette section de la colonne (voir la section 4.2.2). Comme l'azote est la composante majeure de ces gaz, tout comme pour l'air, il a été considéré que le comportement des gouttelettes dans les gaz de combustion ne diffère pas de celui qu'elles auraient dans de l'air.

Dans des systèmes purs, les gouttelettes ne sont pas rigides, c'est-à dire qu'elles montrent de la circulation interne, dont la vitesse diminue avec l'augmentation du ratio de la viscosité du liquide sur celle du gaz [11]. Dans le cas des gouttelettes d'eau dans des gaz de combustion, la circulation interne est faible, car le ratio de viscosité est très élevé. Toutefois, la **circulation interne** sera considérée dans la description des gouttelettes visées par la présente étude.

L'oscillation est un autre mouvement possible pour des gouttelettes de forme ellipsoïdale. Ce mouvement, qui est une alternance entre la forme ellipsoïdale et la forme sphérique, est rencontré chez les gouttelettes ellipsoïdales dont le nombre de Reynold ($Re = u_t \rho_G d_g / \mu_G$), est supérieur à 10^3 [11]. Il est possible que lors des diverses simulations, le nombre de Reynold se retrouve aux alentours de la limite citée. Toutefois, en première approximation, ce phénomène d'oscillation sera négligé.

La surface spécifique (a_d) associée à zone de douche est définie comme le ratio de la surface totale des gouttelettes présentes au même moment dans la zone de

douche, sur le volume de la zone de douche. Après simplification, l'équation suivante est obtenue:

$$a_d = \frac{V_L A_g}{V_g u_t A} \tag{4.55}$$

où: V_L = débit volumique de liquide dans la colonne;
A_g = surface d'une gouttelette;
V_g = volume d'une gouttelette;
u_t = vitesse terminale des gouttelettes;
A = section de la colonne.

Le volume des gouttelettes (V_g) est calculé à partir du diamètre équivalent (d_g)car celui-ci est le diamètre d'une gouttelette sphérique de même volume que la gouttelette ellipsoïdale:

$$V_g = \frac{\pi d_g^3}{6} \tag{4.56}$$

La surface des gouttelettes (A_g), par contre, diffère de celle associée aux gouttelettes sphériques de diamètre équivalent (A_e). Le ratio de ces deux surfaces est obtenu de l'équation proposée par Lochiel et al. (1964) [11]:

$$\frac{A_g}{A_e} = \frac{1}{2E^{2/3}}\left[1 + \frac{E^2}{2e}\ln\left(\frac{1+e}{1-e}\right)\right] \tag{4.57}$$

avec

$$e = (1 - E^2)^{1/2} \tag{4.58}$$

où E = ratio d'aspect des gouttelettes = b/a;
a = longueur de la gouttelette ellipsoïdale;
b = hauteur de la gouttelette ellipsoïdale;

Le ratio d'aspect des gouttelettes (E) peut être mesuré directement sur la figure 4.4 ou être obtenu à l'aide de la corrélation de Pruppacher et Beard (1970) [11], pour des gouttelettes d'eau au diamètre équivalent (d_g) entre 1 et 9 mm, en chute dans l'air:

$$E = 1{,}030 - 0{,}062\, d_g \tag{4.59}$$

où le diamètre équivalent (d_g) est en mm.

La vitesse terminale des gouttelettes (u_t) est évaluée à son tour par les équations 4.60 à 4.62, pour des gouttelettes d'eau dans l'air.

$$Re = 1{,}62\, Eo^{0{,}755} M^{-0{,}25} \qquad 0{,}5 \le Eo \le 1{,}84 \tag{4.60}$$

$$Re = 1{,}83\, Eo^{0{,}555} M^{-0{,}25} \qquad 1{,}84 < Eo \le 5{,}0 \tag{4.61}$$

$$Re = 1{,}62\, Eo^{0{,}5} M^{-0{,}25} \qquad Eo > 5{,}0 \tag{4.62}$$

avec

$$Re = \frac{u_t \rho_G d_g}{\mu_G}$$

$$M = \frac{g \mu_G^4 (\rho_L - \rho_G)}{\rho_G^2 \sigma^3}$$

$$Eo = \frac{g(\rho_L - \rho_G) d_g^2}{\sigma}$$

où: d_g = diamètre équivalent des gouttelettes;
σ = tension de surface.

L'évaluation du coefficient de transfert de masse (k_{Gd}) est faite à l'équation de Lochiel et al. (1964) [11], pour des gouttelettes ellipsoïdales qui ne présentent pas d'oscillations:

$$Sh_e = \frac{2}{\sqrt{\pi}} Pe^{1/2} \left[\frac{2e^3}{3E(\sin^{-1}e - eE)} \right]^{1/2} \tag{4.63}$$

avec

$$Pe = \frac{u_t d_g}{D_G}$$

$$Sh_e = \frac{k_{Gd}(A_g/A_e) d_g}{D_G}$$

où: u_t = vitesse terminale des gouttelettes;
d_g = diamètre équivalent des gouttelettes;
D_G = diffusivité moléculaire de la vapeur d'eau dans la phase gazeuse;
A_g = surface d'une gouttelette;
A_e = surface d'une gouttelette sphérique de même volume.

Le coefficient volumique de transfert de chaleur ($K_d a_d$) est évalué à son tour, en négligeant la résistance au transfert de chaleur en phase liquide ($1/h_L a_d$):

$$K_d a_d = \frac{1}{(1/h_G a_d) + (1/h_L a_d)} \tag{4.64}$$

si $1/h_L a_d$ est négligeable,

$$K_d a_d = h_G a_d \tag{4.65}$$

où: $h_G a_d$ = coefficient volumique de transfert de chaleur (gaz);
$h_L a_d$ = coefficient volumique de transfert de chaleur (liquide).

En effet, la circulation interne des gouttelettes réduit de beaucoup la résistance au transfert de chaleur en phase liquide et c'est pourquoi il est possible de la négliger [35].

Le coefficient volumique de transfert de chaleur en phase gazeuse ($h_G a_d$) est évalué par l'analogie de Chilton-Colbun, présentée à la section 4.1.2:

$$\frac{h_G a_d}{Cp_G} = k_{Gd} a_d P M_G \left(\frac{Sc_G}{Pr_G} \right)^{2/3} \tag{4.66}$$

Pour un système eau-vapeur-air, le nombre de Lewis (Le), défini comme étant le nombre de Schmidt (Sc_G) sur le nombre de Prandtl (Pr_G) est très près de l'unité. Ainsi, pour le système étudié, qui se rapproche du système eau-vapeur-air, un nombre de Lewis (Le) égal à 1 sera considéré et l'équation 4.66 est réduite à:

$$\frac{h_G a_d}{Cp_G} = k_{Gd} a_d P M_G \tag{4.67}$$

où: Cp_G = chaleur spécifique de la phase gazeuse;
$k_G a_d$ = coefficient volumique de transfert de masse en phase gazeuse;
P = pression du système;
M_G = masse molaire de la phase gazeuse.

Il est certain que plusieurs hypothèses ont dû être posées afin de rendre possible l'évaluation des divers coefficients caractérisant la zone de douche ainsi que la zone de garnissage. Tout probablement, les coefficients calculés ne correspondent pas à la réalité mais fournissent une base de discussion du modèle. L'obtention de coefficients plus appropriés nécessite une étude complète menant au développement de corrélations propre au cas étudié.

4.5 Courbe d'équilibre gaz-vapeur

Dans un appareil à contact direct, la force motrice permettant le transfert de masse de la vapeur d'eau entre le gaz et le liquide (ou vice versa) est fournie par le gradient en concentration de la vapeur dans le système (Y_{H2O}) par rapport à l'état d'équilibre (Y^*_{H2O}). La situation d'équilibre représente un état atteint par le système si le temps de contact à une température constante est suffisant. À l'équilibre, la quantité de vapeur contenue dans le gaz est maximale. Cette quantité varie avec la température, selon la loi d'Antoine, et change ainsi le long de la zone de contact direct, lors d'une opération non isotherme.

La température influençant cet équilibre est la température à l'interface gaz-liquide. Comme on suppose que le gradient de température dans la phase liquide n'est pas très prononcé, la température à l'interface est considérée équivalente à la température du liquide. La résolution du modèle proposé demande donc une équation représentant la courbe d'équilibre entre les gaz de combustion et la vapeur d'eau.

La concentration molaire à l'équilibre de la vapeur d'eau dans les gaz de combustion, en base sèche (Y^*_{H2O}), peut être exprimée par le rapport de la pression partielle de la vapeur d'eau sur la pression des gaz secs:

$$Y^*_{H_2O} = \frac{p^*_{H_2O}}{P - p^*_{H_2O}} \tag{4.68}$$

où P est la pression totale du système, p^*_{H2O} est la pression de vapeur de l'eau à la température du liquide (T_L) et est déterminée par la loi d'Antoine [48]:

-pour 2°C < T_L < Tc

$$\ln\left(\frac{p^*_{H_2O}}{Pc}\right) = (1-x)^{-1}[-7{,}76451x + 1{,}45838x^{1,5} - 2{,}77580x^3 - 1{,}23303x^6] \qquad (4.69)$$

avec

$$x = 1 - \frac{T_L}{Tc} \qquad (4.70)$$

où: p^*_{H2O} = pression de vapeur de l'eau (bars);
Pc = pression critique de l'eau = 221,2 bars;
Tc = température critique de l'eau = 647,3 K;
T_L = température de l'eau (K).

L'établissement de cette courbe finalise la définition du modèle mathématique. Des simulations pourront maintenant être effectuées suite à la programmation de toute la série d'équations développée au cours du chapitre.

CHAPITRE V
SIMULATIONS

5.1 Détermination des caractéristiques physiques

L'estimation des divers paramètres et coefficients définis aux sections 4.3.3 et 4.4 ainsi que la résolution du modèle lui-même demandent l'évaluation de plusieurs caractéristiques physiques associées aux courants du système. Ces caractéristiques physiques, telles la chaleur spécifique (Cp), la diffusivité moléculaire en phase gazeuse (D_G), la masse molaire (M), la viscosité (μ) ou encore la densité (ρ), sont déterminées à l'aide de tables ou d'équations existant dans la littérature. La majorité de ces propriétés sont fonction de la température, de la pression du système ou de d'autres paramètres qui peuvent varier le long de la zone de contact direct. Des boucles de programmation supplémentaires peuvent être insérées dans la programmation du modèle, pour la détermination des différents paramètres en fonction de la température ou de la composition du gaz en vapeur d'eau par exemple. Par contre, afin de simplifier le modèle, comme il a déjà été mentionnée lors de l'élaboration des hypothèses de modélisation (section 4.2), des valeurs moyennes sont jugées valables dans la plupart des cas.

Comme il est précisé à la section 3.6, la pression est jugée constante et égale à 1 atm dans tout le système, ce qui réduit la dépendance des caractéristiques physiques. Les valeurs moyennes de température ou d'humidité dans la colonne ne sont pas connues avant le lancement d'une simulation car elles sont déterminées par celle-ci. De cette façon, des séries d'itérations sont insérées dans la programmation afin de s'assurer de l'adéquation des valeurs moyennes utilisées.

La chaleur spécifique des gaz de combustion (secs) et celle de la vapeur d'eau sont obtenues à partir des équations 5.1 et 5.2, où la température du gaz (T_G) est exprimée en degrés Celsius (°C) [16].

$$Cp_{GS} = 29{,}00 + 0{,}2199x10^{-2}T_G + 0{,}5723x10^{-5}T_G^2 - 2{,}871x10^{-9}T_G^3 \qquad (5.1)$$

$$Cp_{H_2O} = 33{,}46 + 0{,}688x10^{-2}T_G + 0{,}7604x10^{-5}T_G^2 - 3{,}593x10^{-9}T_G^3 \qquad (5.2)$$

La masse molaire des gaz de combustion secs est approximée par celle de l'azote, qui est le composant principal de ces gaz. La masse molaire des gaz humides (M_G) est calculée comme suit:

$$M_G = y_{H_2O}M_{N_2} + (1 - y_{H_2O})M_{H_2O} \qquad (5.3)$$

avec

$$y_{H_2O} = \frac{Y_{H_2O}}{1 + Y_{H_2O}} \qquad (5.4)$$

où: M_{N2} = masse molaire de l'azote = 28 kg/kmol;
M_{H2O} = masse molaire de la vapeur d'eau = 18 kg/kmol;
y_{H2O} = fraction molaire (humide) de la vapeur d'eau dans le gaz;
Y_{H2O} = fraction molaire (sèche) de la vapeur d'eau dans le gaz.

Ensuite, la densité du courant gazeux (ρ_G) est tirée de la loi des gaz parfaits:

$$\rho_G = \frac{P\,M_G}{R\,T_G} \qquad (5.5)$$

où P est la pression du système (101325 Pa), T_G est la température du gaz et R est la constante universelle des gaz et est égale à 8,314 $m^3 \cdot Pa/mol \cdot K$.

L'évaluation de la diffusivité moléculaire de la vapeur d'eau dans le gaz de combustion (D_G) est faite à l'aide de l'équation suivante [38]:

$$D_G = \frac{1{,}498 \times 10^{-6}\ T_G^{1,81}(1/M_{GS} + 1/M_{H_2O})^{0,5}}{P\ (Tc_{GS} \cdot Tc_{H_2O})^{0,1405}(Vc_{GS}^{0,4} + Vc_{H_2O}^{0,4})^2} \qquad (5.6)$$

où M_{GS} = masse molaire des gaz secs = 28 g/mol[1];
M_{H2O} = masse molaire de la vapeur d'eau = 18 g/mol;
P = pression du système = 1atm;
Tc_{GS} = température critique des gaz secs = 126 K[1];
Tc_{H2O} = température critique de la vapeur d'eau = 647 K;
Vc_{GS} = volume critique des gaz secs = 90 cm^3/mol[1];
Vc_{H2O} = volume critique de la vapeur d'eau = 56 cm^3/mol;
D_G = diffusivité moléculaire [=] m^2/s.

Les caractéristiques du gaz et du liquide (eau) qui demeurent à déterminer sont tirées de graphes ou de tables de la littérature. Le tableau 5.1 résume les sources ou les valeurs utilisées pour les simulations.

Tableau 5.1 Caractéristiques physiques du gaz et du liquide

Caractéristique	Valeurs utilisées	Réf.
- viscosité du gaz (μ_G)*	annexe IV	[13]
- viscosité de l'eau (μ_L)	annexe IV	[13]
- chaleur spécifique de l'eau (Cp_L ou Cp_{H2O})	75,4 J/mol·K	[16]
- densité de l'eau (ρ_L)	annexe IV	[13]
- masse molaire de l'eau (M_L ou M_{H2O})	18 kg/kmol	[16]
- tension de surface de l'eau (σ)	annexe IV	[38]
- tension de surface critique du garnissage (σ_c)	0,075 N/m	[45]
- chaleur de vaporisation de l'eau (r_{H2O})	43 kJ/mol	[16]

* La viscosité du gaz est apparentée à celle de l'azote, même lorsque le gaz contient une grande quantité de vapeur d'eau.

1. Les caractéristiques des gaz secs sont considérées comme étant les mêmes que celles de l'azote, qui est le composant principal de ces gaz.

Certaines informations sur le garnissage utilisé sont également nécessaires au lancement de la simulation. Ces informations sont présentées à la section 3.2 du document, lors de la description du montage.

5.2 Méthode numérique

La résolution du modèle est obtenue de façon numérique à l'aide de la méthode d'intégration de Runge-Kutta-Gill [17]. Les équations 5.7 à 5.12 présentent l'algorithme de base, utilisé par cette méthode, pour une résolution d'ordre quatre. Ainsi, pour l'équation différentielle y' = f(x,y) et l'incrément Δx:

-pour n = 0, 1, 2, ..., N-1:

$$y_{n+1} = y_n + \frac{\Delta x}{6}[k_1 + (2 - \sqrt{2})k_2 + (2 + \sqrt{2})k_3 + k_4] \tag{5.7}$$

$$x_{n+1} = x_n + \Delta x \tag{5.8}$$

$$k_1 = f(x_n, y_n) \tag{5.9}$$

$$k_2 = f\left(x_n + \frac{\Delta x}{2}, y_n + k_1\frac{\Delta x}{2}\right) \tag{5.10}$$

$$k_3 = f\left[x_n + \frac{\Delta x}{2}, y_n + \left(\frac{1}{\sqrt{2}} - \frac{1}{2}\right)\Delta x k_1 + \left(1 - \frac{1}{\sqrt{2}}\right)\Delta x k_2\right] \tag{5.11}$$

$$k_4 = f\left[x_n + \Delta x, y_n - \frac{\Delta x}{\sqrt{2}}k_2 + \left(1 + \frac{1}{\sqrt{2}}\right)\Delta x k_3\right] \tag{5.12}$$

Le logiciel MATLAB, qui est un logiciel haute-performance pour le calcul numérique et la visualisation, sert d'interface de programmation. Les détails de cette

programmation dans MATLAB sont présentés à l'annexe V, où le programme "douche.m" sert à la résolution du modèle dans la section de douche et le programme "garn.m", à la résolution du modèle dans la section de garnissage. Ces deux programmes sont lancés à l'intérieur du programme "model.m". Les différents intrants nécessaires au lancement de la simulation (conditions initiales et caractéristiques physiques des courants) sont demandés à l'utilisateur par l'intermédiaire de questions à réponse interactive. On peut repérer ces intrants sur le "listing" de chacun des programmes, par le terme "input".

Les fonctions "ode23" et "ode45", disponibles sur le logiciel MATLAB, renferment les algorithmes itératifs associés à la méthode d'intégration de Runge-Kutta et permettent la résolution d'équations différentielles ordinaires. Leur emploi assure une économie non-négligeable en temps de programmation. Par contre, ces fonctions n'ont pas beaucoup été utilisées lors de la programmation car elles ne permettent pas l'ajout de boucles itératives intermédiaires ou de conditions à l'intérieur même de l'intégration numérique.

5.3 Exemples de simulation

Le modèle développé représente les transferts de masse et de chaleur présents dans un chauffe-eau à contact direct mais également dans chacun des laveurs d'une pompe à vapeur d'eau, soient l'évaporateur et le condenseur. Les exemples de simulation sont cependant orientés vers le **condenseur** car c'est sur cette partie du montage expérimental que sont effectués les essais.

Les conditions de température (T_{Ge}) et d'humidité (Y_{H2Oe}) du gaz à l'entrée de la colonne doivent être connues afin de permettre la résolution des équations non-différentielles associées à la modélisation de la phase gazeuse dans la zone de

douche. Les conditions initiales utilisées pour la résolution des équations différentielles sont celles que l'on retrouve aux équations 4.38 à 4.40 et 4.46:

1) zone de douche:

- ***au bas de la douche (h = 0):***

$$T_L = T_{L_s} \tag{4.46}$$

où l'indice "s" signifie à la sortie du système.

2) zone de garnissage:

- ***au bas du garnissage ($h = H_d$):***

$$Y_{H_2O} = Y_{H_2O_d} \tag{4.38}$$

$$T_G = T_{G_d} \tag{4.39}$$

$$\frac{H}{Bo_L}\frac{dT_L}{dh} = T_L - T_{L_{ed}} \tag{4.40}$$

où l'indice "d" signifie à l'intérieur de la zone de douche et "ed", à l'entrée du courant dans la zone de douche.

La résolution du modèle, dans la zone de garnissage, demande quatre conditions initiales: une pour l'équation différentielle de premier ordre représentant le bilan de masse sur la vapeur d'eau dans la phase gazeuse, une deuxième pour le bilan d'énergie dans la phase gazeuse et deux autres pour le bilan d'énergie dans la phase liquide, celui-ci étant représenté par une équation différentielle de second ordre. Ces deux dernières conditions initiales sont obtenues en faisant, à partir de l'équation 4.40, la simplification suivante:

- ***au bas du garnissage ($h = H_d$):***

$$\frac{dT_L}{dh} = 0 \tag{5.13}$$

ainsi

$$T_L = T_{L_{ed}} \tag{5.14}$$

Cet artifice permet une résolution beaucoup plus simple des équations sans affecter de façon significative la forme des profils obtenus. La figure 5.1 résument de façon plus visuelle les conditions initiales utilisées et les caractéristiques des courants devant être connues pour le lancement d'une simulation.

Comme la modélisation considère l'origine du système au bas de la zone de contact direct, les conditions initiales pour la zone de garnissage sont données par l'obtention des profils d'humidité et de température dans la zone de douche. Le modèle de la zone de douche doit donc être résolu le premier. Ainsi, seules les conditions des courants au bas de la zone de douche doivent être connues ou fixées avant l'amorce d'une simulation, soit la température et l'humidité du gaz à son entrée dans la colonne (T_{Ge} et Y_{H2Oe}) ainsi que la température du liquide au bas de la douche (T_{Ls}).

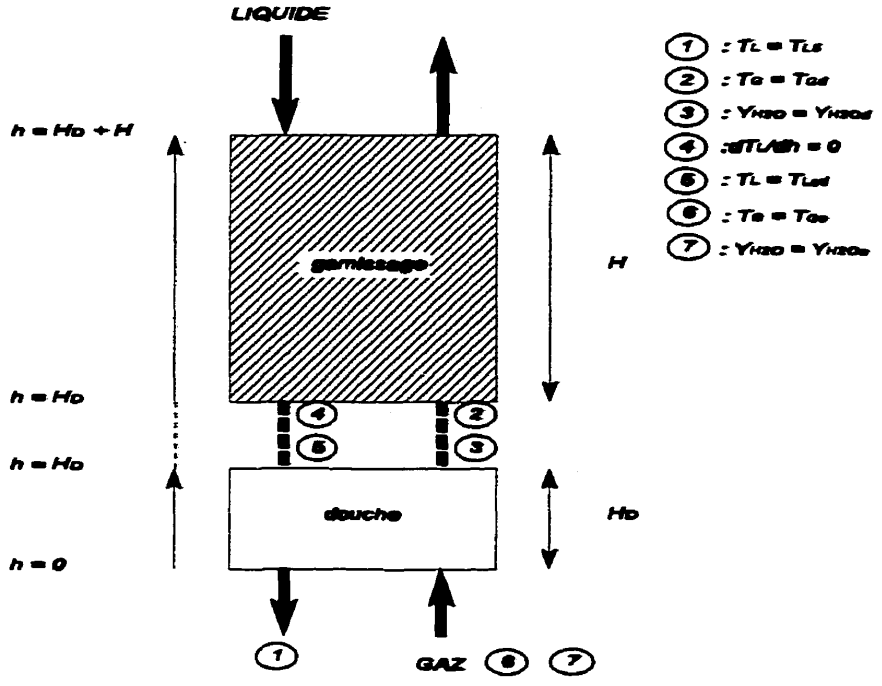


Figure 5.1 Conditions initiales nécessaires au lancement d'une simulation

Pour l'utilisation du modèle comme outil de design, il est plus aisé de connaître la température de l'eau à l'entrée de la colonne (T_{Le}), donc en haut du garnissage, que la température de l'eau à la sortie de la douche, en bas de la colonne (T_{Ls}). Pour cette raison, la programmation du modèle prévoit comme intrant la température d'entrée de l'eau à la colonne (T_{Le}) au lieu de la température de sortie de l'eau (T_{Ls}), puis, par la méthode de tir, plusieurs températures pour l'eau à la sortie sont essayées successivement et le modèle est itéré jusqu'à l'obtention de la température de l'eau voulue à l'entrée.

Un dernier commentaire est à apporter au sujet de la programmation du modèle. Il arrive parfois que la résolution du modèle amène une situation de sursaturation du gaz en vapeur d'eau, dans certaines zones de contact direct. Cette situation est

en contradiction avec les principes de base de la thermodynamique et son obtention est créée par la considération d'une surface de condensation égale à la surface de contact gaz-liquide uniquement, alors que de la condensation peut avoir lieue sur une surface sèche ou directement dans le gaz, sous forme de gouttelettes. Une condition stipulant que la thermodynamique a toujours raison de la cinétique est ajoutée aux boucles de résolution numérique. Cette condition a pour effet de remplacer toute donnée démontrant la sursaturation par l'état de saturation.

5.3.1 Le condenseur

Les conditions opératoires utilisées, pour la simulation du condenseur, sont les suivantes:

- température de l'eau à l'entrée (T_{Le}):	37°C
- humidité d'entrée au condenseur (Y_{H2Oe}):	0,4405 mol/mol$_{air\ sec}$
- température d'entrée du gaz (T_{Ge}):	70°C
- hauteur de douche (H_d):	0,23 m
- hauteur de garnissage (H):	1,22 m
- débit volumique d'eau (V_L):	0,52 l/s
- débit volumique de gaz sec (G_S) (standard):	0,08 m^3/s

Les figures 5.2 et 5.3 présentent les profils de température et d'humidité obtenus par la résolution successive des modèles caractérisant la douche et le garnissage, pour les conditions spécifiées.

Sur la figure 5.2, on remarque que l'effet du CSTR (réacteur parfaitement mélangé), représentant l'écoulement du gaz dans la zone de douche, n'est pas très prononcé car la température d'entrée du gaz (70°C) ne diffère pas beaucoup de la température du gaz présente dans la douche (~69,5°C). Également sur cette figure, on remarque que l'échange de chaleur sensible est très rapide dans la

section de garnissage. Ainsi, les profils de température se rapprochent dès le début de la zone de garnissage et continue d'échanger de la chaleur latente jusqu'en haut de la colonne, où chaque courant est à environ 37°C, soit la température d'entrée de l'eau.

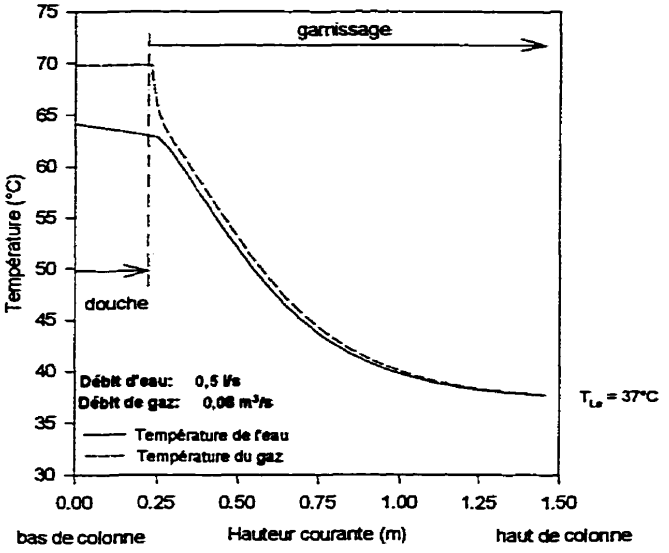


Figure 5.2 Simulation des profils de température dans le condenseur

Le profil d'humidité que l'on aperçoit à la figure 5.3 démontre l'état de saturation tout au long de la colonne car les points représentant les données simulées se confondent avec la courbe de saturation du gaz. De cette façon, le profil de température du gaz représente le profil de la température humide du gaz, qui est atteinte lorsque le gaz est saturé en vapeur d'eau. L'humidité dans la gamme de températures environnant la température d'entrée du gaz à la colonne (70°C) est très sensible à un changement de température. En effet, pour un écart de température de seulement 0,5°C entre l'entrée et l'intérieur de la zone de douche (CSTR), l'humidité fait un bond de 0.05 mol/mol$_{gaz\ sec}$, ce qui est assez considérable

pour cette variable. Si l'on considère la chaleur latente dégagée par la condensation de la vapeur d'eau, soit environ 43 000 J/mol, on comprend que les bilans d'énergie du modèle, et par le fait même les profils de température, sont très affectés par la variation de ce paramètre, d'où la nécessité de conditions initiales assez précises pour l'obtention de profils de température représentatifs.

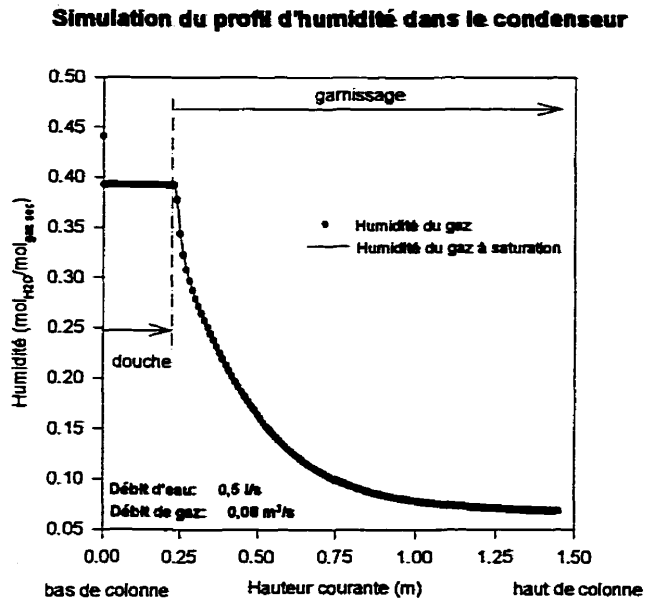


Figure 5.3 Simulation du profil d'humidité dans le condenseur

Les conditions initiales de température (T_{Le} et T_{Ge}) et d'humidité (Y_{H2Oe}) caractérisent la forme des profils simulés. Les figures 5.4 et 5.5 montrent l'effet de la variation de chacun de ces paramètres sur les profils de température dans le condenseur, pour les conditions d'opération déjà spécifiées. La première figure représente l'effet de la variation de la température d'entrée de l'eau (T_{Le}) et la seconde, la variation de la température d'entrée du gaz (T_{Ge}). Comme l'état de saturation est présent dans tout le condenseur ainsi qu'à son entrée, la variation de l'humidité à l'entrée (Y_{H2Oe}) est directement reliée à celle du gaz à l'entrée. En ce sens, la présentation des profils d'humidité est jugée superflue.

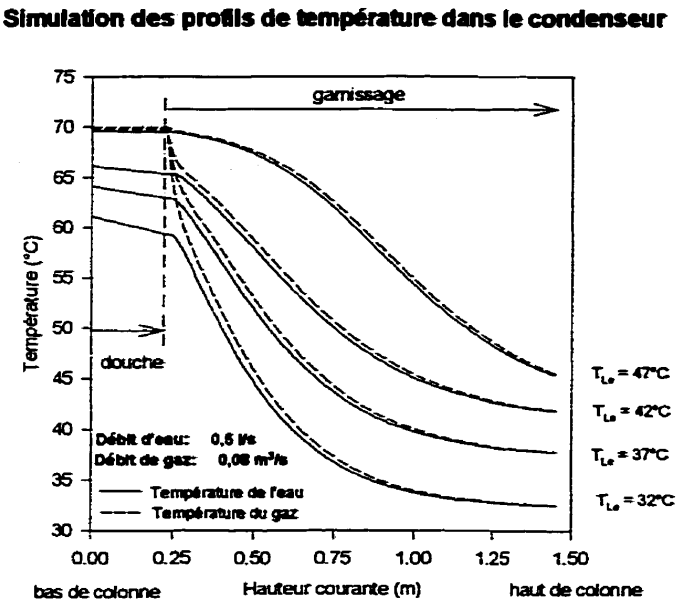


Figure 5.4 Variation de la température d'entrée de l'eau au condenseur

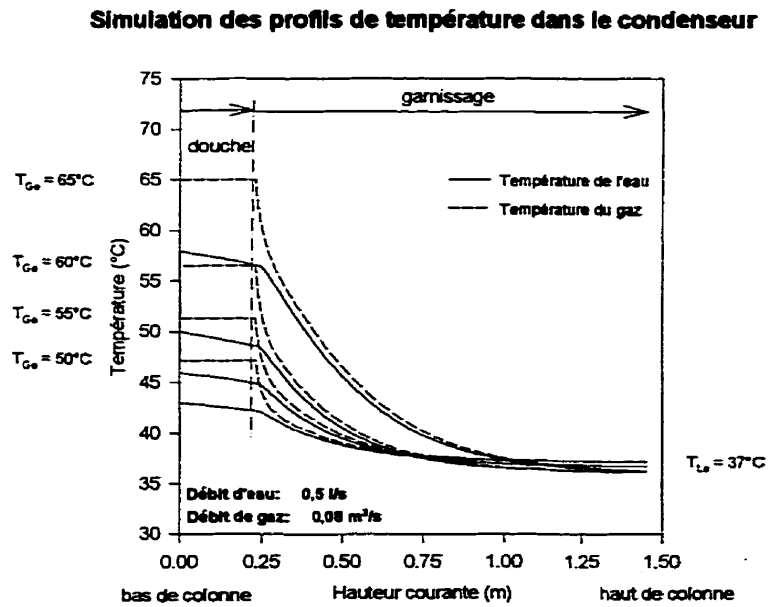


Figure 5.5 Variation de la température d'entrée du gaz au condenseur

Une augmentation de la température d'entrée de l'eau (T_{Le}), tout en conservant la température d'entrée du gaz constante (T_{Ge}), provoque le déplacement vertical et le changement graduel de concavité des profils de température, jusqu'à un plafond limite, désigné par une température de l'eau à l'entrée (T_{Le}) égale à la température d'entrée du gaz (T_{Ge} = 70°C). L'abaissement de la température du gaz à l'entrée (T_{Ge}), pour un liquide à la température constante d'environ 37°C en haut de la colonne, amène un abaissement de la température du liquide au bas de la colonne, ce qui est en accord avec les principes d'un échangeur de chaleur. On remarque également, sur la figure 5.5, que le modèle amplifie l'écart de température du gaz entre l'entrée de la colonne (T_{Ge}) et la zone de douche (CSTR), avec l'abaissement de la température du gaz à l'entrée. Les données expérimentales permettront de vérifier s'il s'agit bien d'un effet observable ou si le modèle est trop sensible à la variation d'un des paramètres de modélisation.

CHAPITRE VI
RÉSULTATS EXPÉRIMENTAUX ET ANALYSE

6.1 Mesures et instrumentation

Afin de recueillir une série de données expérimentales sur le montage décrit au chapitre III, plusieurs mesures doivent être effectuées. Ainsi, le débit, le profil de température et le profil d'humidité des divers courants doivent être connus. Hors des zones de contact direct, que représentent les colonnes à garnissage (évaporateur, chauffe-eau et condenseur), ces paramètres sont facilement mesurables, grâce à des instruments éprouvés, tels les thermocouples, les débitmètres ou les sondes à humidité. Cette instrumentation peut également servir dans les zones de contact direct, à la différence qu'un échantillonnage doit être fait antérieurement à la mesure. Cet échantillonnage a pour but la séparation des phases en contact. D'autre part, pour les mesures de température, l'utilisation de thermocouples très sensibles permet de recueillir des données sur la séquence de passage du gaz et du liquide à la surface du thermocouple.

6.1.1 Revue de la littérature

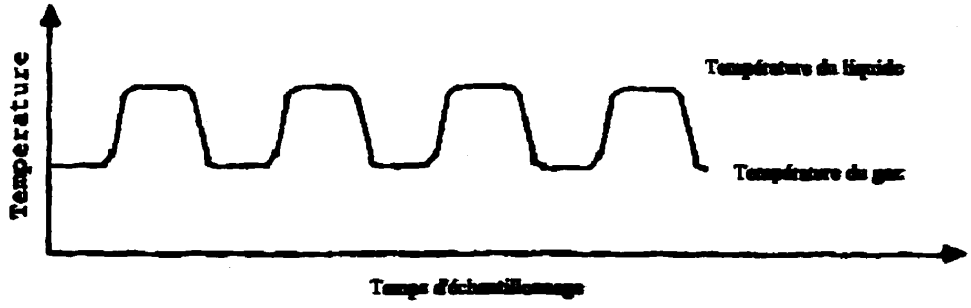
Peu de documentation est disponible dans la littérature proposant des techniques de mesure pour ce genre de situation. En effet, comme les courants gazeux et liquide sont en cohabitation dans une colonne à garnissage, il est difficile d'obtenir la température respective de chaque phase ainsi que l'humidité du gaz seul, c'est-à-dire sans l'interférence de gouttelettes de liquide.

L'utilisation de microthermocouples a été expérimentée, dans des milieux biphasiques où la phase gazeuse était dispersée (liquide en ébullition), pour la mesure de la température de chaque phase [2,14,50,56]. Ces thermocouples, comme ils sont fins, offrent un temps de réponse très court ainsi qu'un séchage presque instantané. Ils permettent alors la distinction entre la température des bulles de celle du liquide. En plus de leur taille réduite, ces sondes possèdent généralement une jonction chaude exposée (non-isolée), pour une sensibilité immédiate au changement de température. Le temps de réponse d'un thermocouple est défini comme étant le temps qui lui est nécessaire pour atteindre 63% du changement total de température [2].

Les fils utilisés pour la construction de ces microsondes ont un diamètre se situant près de 0,02 mm et une jonction de 20 à 100 µm avec une épaisseur d'environ 2,5µm [2,14,50,56]. Les fils sont passés dans un tube de céramique comprenant deux trous qui est ensuite recouvert d'un tube d'acier inoxydable. La jonction chaude du thermocouple est laissée à l'air libre. [2,14,56] Les temps de réponse obtenus pour ces assemblages dans un liquide turbulent sont de l'ordre de 4 à 5 ms et peuvent même descendre sous les 3 ms grâce à l'ajout d'un compensateur [50]. Le temps de réponse est plus court dans un liquide que dans un gaz. Dans un gaz, même en mouvement, le temps de réponse pour ces mêmes microthermocouples peut facilement atteindre 30 ms et plus [56].

La figure 6.1 présente un exemple du signal que l'on obtient par un microthermocouple dans un milieu en ébullition [56]. En a), on retrouve le signal théorique attendu et en b), un signal réel avant filtration. La filtration permet d'éliminer les bruits et ainsi de purifier les données. Par la suite, une distribution de fréquences peut être établie afin de déterminer la température moyenne du gaz et celle du liquide [2,14,50]. La figure 6.2 montre une telle distribution [14].

a)



b)

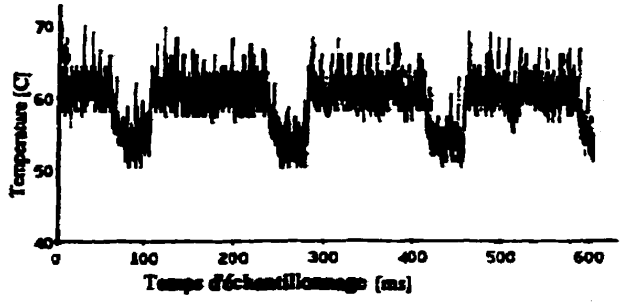


Figure 6.1 Acquisition de températures par microthermocouple dans un milieu en ébullition: a) théorique, b) réelle (tiré de Turkoglu et Farouk (1990) [56])

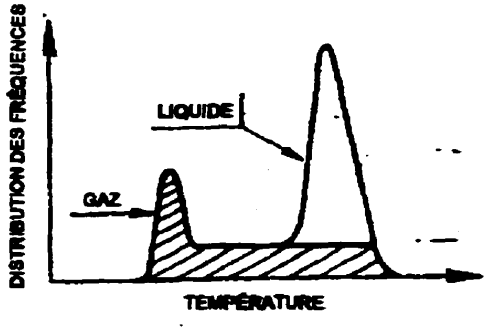


Figure 6.2 Distribution de fréquences d'un signal provenant d'un microthermocouple dans un milieu biphasique (tiré de Delhaye et al. (1973)[14])

Les informations recueillies concernant la mesure de température par des microthermocouples dans un milieu en ébullition laissent croire que cette technique pourra également être considérée pour l'obtention des profils de température dans un chauffe-eau à contact direct.

Concernant la mesure d'humidité, le problème est plus sérieux. La plupart des filtres ou autres appareils présentés dans la littérature pour l'enlèvement des gouttelettes d'eau, avant la mesure d'humidité, ne s'appliquent pas bien au cas du chauffe-eau à contact direct. Celui-ci produit une grande quantité de gouttelettes et films de liquide qui se retrouvent intimement mêlés au gaz. Lors d'un échantillonnage, ces gouttelettes ou ces films sont entraînés en partie avec le gaz et saturent très vide un système d'enlèvement de l'eau qui ne comporte pas de drain. Kastanek et Standart (1967) [32], proposent un système utilisant la force centrifuge pour l'enlèvement de l'eau liquide dans le gaz, ce système prévoyant un drain pour l'eau accumulée (voir la figure 6.3). Certains fabricants utilisent également la force centrifuge comme médium mais ajoutent des chicanes qui aident à l'enlèvement des gouttelettes [45].

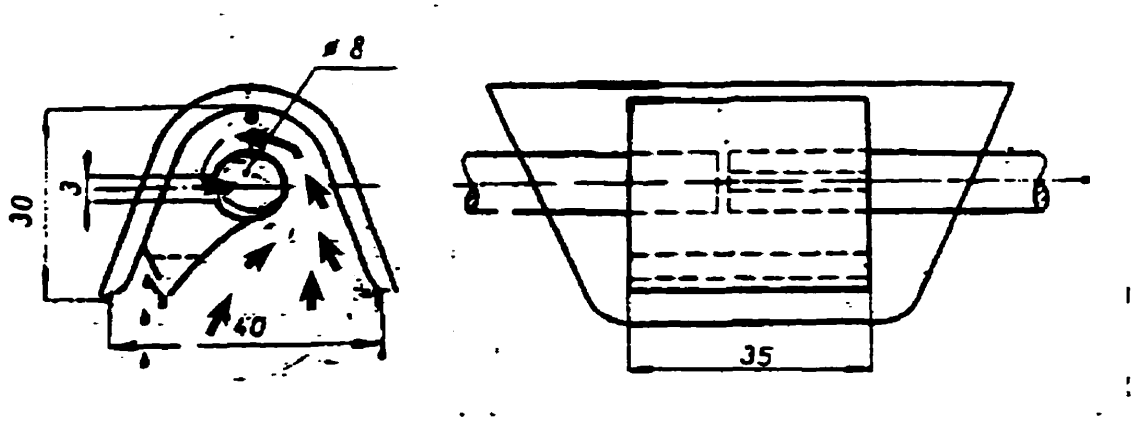


Figure 6.3 Séparateur d'eau utilisant la force centrifuge (tiré de Kastanek et Standart, 1967)

Aussi, un filtre comportant un drain est fabriqué par la compagnie "Monsanto" et est présenté dans le "Perry's Handbook" [45] (voir la figure 6.4).

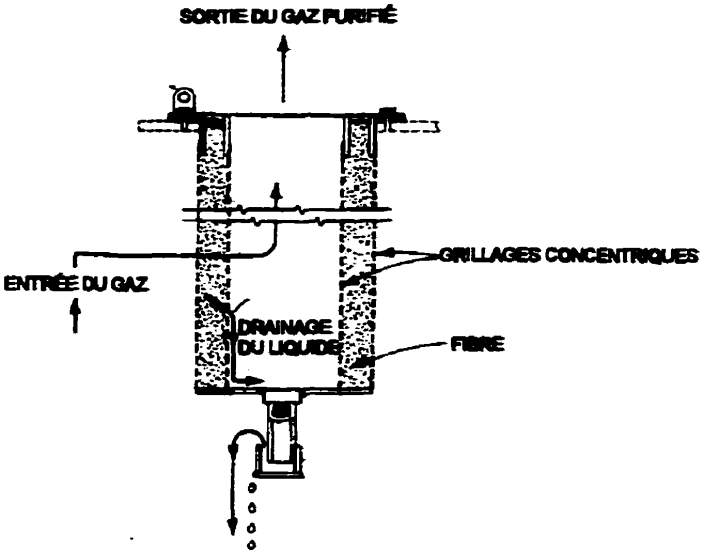


Figure 6.4 Filtre de la compagnie Monsanto (tiré du Perry's, 1984)

L'utilisation de ces filtres ou appareils ne garantit pas de résultats concluants car ceux-ci constituent une étape supplémentaire d'équilibre liquide-gaz qui peut modifier les conditions d'humidité de l'échantillon. Aussi, l'échantillon gazeux ne doit pas être refroidi afin d'éviter les risques de condensation à l'intérieur de la ligne d'échantillonnage. Encore, celle-ci ne peut être chauffée avant l'enlèvement de l'eau liquide car il y aurait alors évaporation d'une partie de celle-ci et modification du taux d'humidité du gaz.

En résumé, il n'existe pas de techniques éprouvées pour la mesure des différentes températures ou de la quantité de vapeur d'eau à l'intérieur d'un chauffe-eau à contact direct. Cette partie de l'instrumentation devra donc être développée et/ou adaptée au cas étudié.

6.1.2 Mesure de l'humidité

Les mesures d'humidité sont effectuées à l'aide d'une sonde à humidité de marque Vaisala, de modèle HMP235, pouvant supporter une température de 180°C. Grâce à un transmetteur et un microprocesseur, qui lui sont rattachés, les données d'humidité relative et de température sont mesurées. De ces variables sont obtenues la température de rosée, l'humidité absolue ainsi que la température humide. Une précaution est cependant à prendre lorsque les mesures sont prises dans un environnement où la température diffère de la température ambiante. En effet, comme on peut le constater à la figure de l'annexe VI, la différence de 1°C entre ces deux températures peut causer une erreur importante sur la mesure de l'humidité relative, d'autant plus significative lorsque les mesures à prendre se situent près de la saturation. Cette erreur est due à la condensation ou à l'évaporation qui a lieu à la surface du capteur lorsque celui-ci est plongé dans un environnement à température différente de la température ambiante. La mesure doit être faite seulement une fois que le capteur a atteint la température du courant dans lequel il est plongé et qu'il n'y a plus trace de condensation ou d'évaporation à sa surface. Le capteur peut également être amené à la température du courant avant d'y être inséré.

Les mesures à l'intérieur des zones de contact direct entre le courant de gaz et celui de liquide demandent un échantillonnage permettant la séparation des phases. De cette façon, les gouttelettes de la douche ou les films laminaires s'écoulant à la surface du garnissage ne peuvent atteindre le capteur et empêcher la mesure de l'humidité. Dans ce but, un séparateur de phase fonctionnant par filtration a été développé. La figure 6.5 présente un dessin technique d'ensemble de cet appareil. Les dessins techniques associés à chacune des parties de l'assemblage sont présentés à l'annexe VII.

L'appareil développé fonctionne sans vacuum: le système étant légèrement en pression, les gaz circulent automatiquement à travers le filtre, et en ressortent privés de l'eau liquide qu'ils contenaient. La prise d'échantillon est réalisée grâce à une sonde insérée directement dans la colonne, et qui canalise la mélange gaz-eau échantillonné vers le filtre. Celui-ci, étant assez volumineux, est situé à l'extérieur de la colonne. Son insertion dans la colonne modifierait l'écoulement et empêcherait l'amovibilité nécessaire à l'utilisation de plus d'un point de mesure. L'orifice d'évacuation d'eau est relié à un siphon de sorte que le gaz n'y passe pas. La figure 6.6 montre une photographie de l'appareil, une fois installé sur une des colonnes à garnissage du montage expérimental.

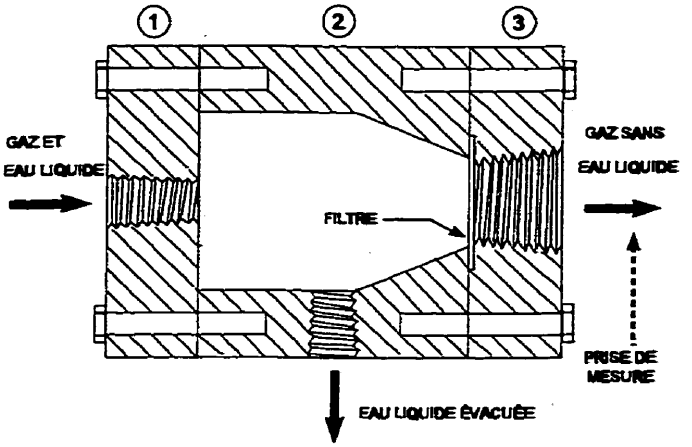


Figure 6.5 Filtre à gouttelettes

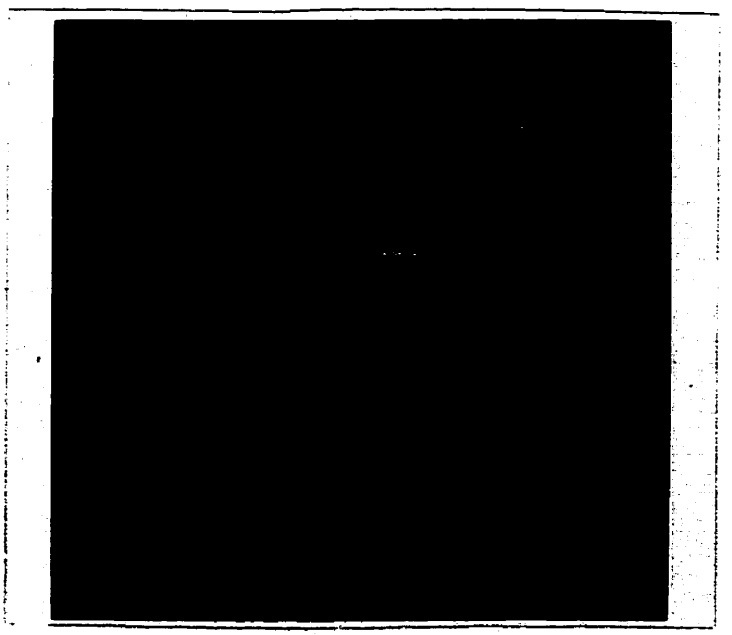


Figure 6.6 Installation du filtre à gouttelettes

On remarque que la distance entre la prise de l'échantillon (milieu de la colonne) et la prise de mesure est considérable. L'humidité de l'échantillon a donc le temps d'être altérée lors du passage de celui-ci à travers le train d'échantillonnage et le filtre, le contact gaz-liquide se prolongeant et la température étant forcément modifiée. En effet, des essais préliminaires sur le montage ont permis de constater que, quoi que le filtre fonctionne bien, c'est-à-dire qu'aucune gouttelette ne le traverse, les mesures d'humidité relative sont toujours de 100% même à l'intérieur des zones où elles ne devraient pas l'être. Ainsi, surtout dans des conditions près de la saturation, il n'est pas possible, avec l'appareil développé, d'obtenir des profils d'humidité valables d'un point de vue expérimental. Pour être en position de prendre des données intéressantes, il faudrait que les caractéristiques du gaz échantillonné soient gardées intactes, c'est-à-dire aucun transfert de masse ou d'énergie gaz-liquide. Par le fonctionnement même d'un filtre, qui occasionne un contact intime gaz-liquide à sa surface, il est dès lors impossible d'empêcher tout transfert de masse et d'énergie entre les deux phases en contact, et ceci, sans compter les échanges inévitables le long du train d'échantillonnage, aussi court soit-il. Des échanges thermiques peuvent également prendre place avec l'environnement si une bonne isolation n'est pas assurée.

Pour ces raisons, les profils d'humidité n'ont pu être connus à l'intérieur des zones de contact direct entre le courant de gaz et celui de liquide. Cette partie de l'instrumentation devra donc faire l'objet de plus amples recherches.

6.1.3 Mesure de la température

Les thermocouples très fins, appelés microthermocouples, présentés à la section 6.1.1 sont capables de distinguer le passage rapide et successif de deux phases distinctes. Ils sont ainsi assez sensibles pour mesurer la température des bulles

ainsi que celle du liquide dans une colonne à bulles ou un milieu en ébullition. L'hydrodynamique des colonnes à garnissage et des zones de douche (sous le garnissage) ne permet pas, cependant, d'utiliser des instruments aussi fins que ceux utilisés dans un bullage. D'une part, dans le garnissage, les thermocouples sont souvent brisés contre la paroi d'un morceau de garnissage et, d'autre part, sous la douche, l'arrivée des gouttelettes sur la jonction non-protégée du thermocouple en provoque souvent le bris. La jonction chaude n'est pas isolée pour réduire le temps de réponse et permettre ainsi de distinguer la température du gaz de celle du liquide presque aussitôt que l'une de ces deux phases touche le bout du thermocouple.

Les microthermocouples utilisés, de marque OMEGA, sont de type K et possèdent une jonction non-isolée ainsi qu'un diamètre de fil de 0,13 mm. Leur temps de réponse est de l'ordre de 40 à 80 ms et ils résistent bien à l'hydrodynamique des colonnes. Le temps de réponse des microthermocouples rencontrés dans les applications de colonnes à bulles ou les milieux en ébullition est de quelques ms, ce qui est environ dix fois plus rapide que le temps de réponse associé aux thermocouples préconisés pour l'étude réalisée. Dans le garnissage, les thermocouples sont fréquemment "pris" dans un film de liquide et il devient alors impossible d'obtenir la température du gaz ou encore, à faible débit de liquide, ils ne mesurent parfois que la température du gaz.

Afin de parer à ces problèmes, certaines modifications ont été apportées. Premièrement, dans la section de garnissage, à chaque niveau où une mesure est désirée, deux thermocouples sont installés. L'un d'eux est inséré directement dans le garnissage et placé dans un film d'eau en écoulement. L'autre est placé à l'intérieur d'une "cage" cylindrique de 38,1 mm de diamètre et de 102 mm de long, qui le protège d'un écoulement continu de liquide. La "cage" à thermocouple peut

ainsi recréer une section de douche miniature où il est possible de lire la température du gaz et parfois celle du liquide lorsqu'une goutte arrive sur la jonction du thermocouple. L'installation de ces petites cages a été faite de l'intérieur de la colonne en les positionnant aux endroits voulus et en replaçant par la suite le garnissage.

La figure 6.7 présente l'installation d'un thermocouple dans l'une de ces cages, dont une des extrémités contient une pièce de garnissage. Celle-ci aide au maintien de la forme et atténue la modification de l'écoulement créée par l'intrusion. On remarque que le thermocouple est inséré dans un tube au diamètre beaucoup plus important que le diamètre du thermocouple lui-même. Ce tube protège la tige du thermocouple (qui est assez fragile) et fait le raccord avec la cage. De plus, le thermocouple n'est par fixé à ce tube de protection et peut être déplacé horizontalement dans la cage.

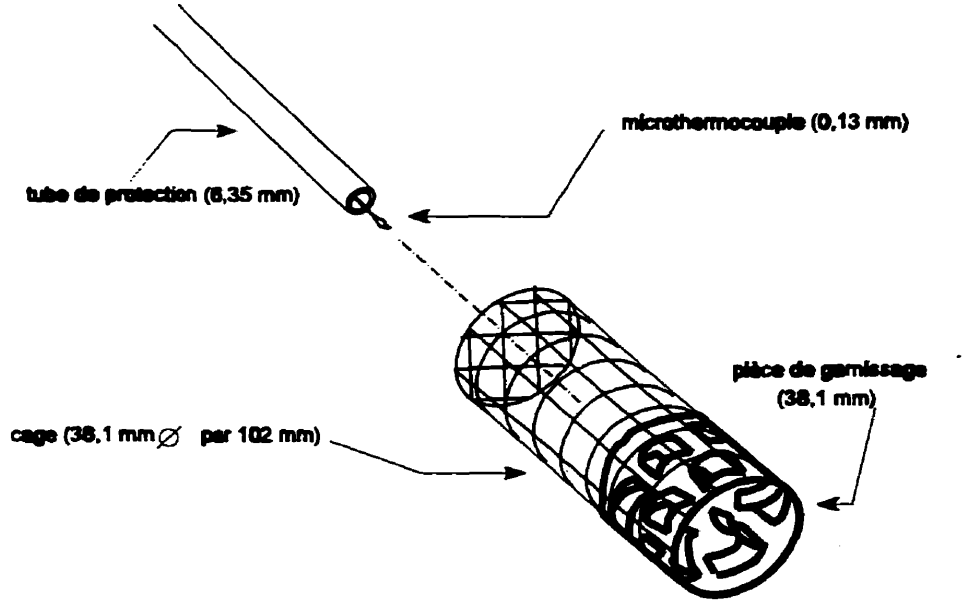


Figure 6.7 "Cage à thermocouple"

Les thermocouples insérés dans les cages sont les microthermocouples décrits auparavant. Par contre, la série de thermocouples qui sont insérés directement dans le garnissage possèdent un diamètre de 1,6 mm et une jonction isolée. Ces thermocouples répondent moins vite mais, comme ils sont continuellement mouillés, leur température varie très peu une fois le système en régime permanent. Ces deux séries de thermocouples permettent donc de tracer le profil de température du gaz et celui du liquide à l'intérieur de la zone de garnissage.

À l'intérieur de la zone de douche, sous le garnissage, seule une série de thermocouples est nécessaire. Quelques microthermocouples sont installés dans cette zone, chacun servant à recueillir à la fois la température du gaz et celle du liquide. Afin de faciliter la prise de données par faibles débits, lorsque les gouttelettes de la douche sont très dispersées, une entaille a été faite dans le tube de protection du thermocouple. Comme on peut l'apercevoir à la figure 6.8, un réceptacle est alors crée, permettant de recevoir les gouttelettes d'eau et de mesurer plus aisément leur température.

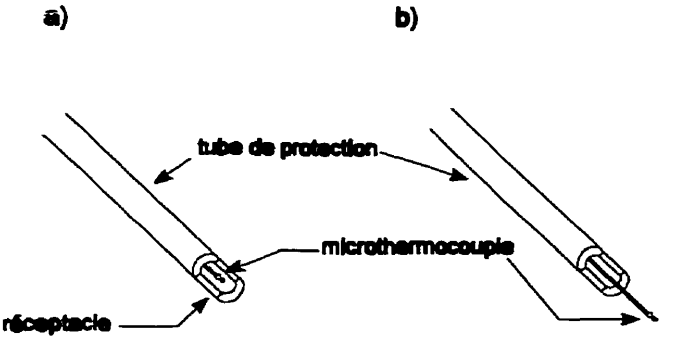
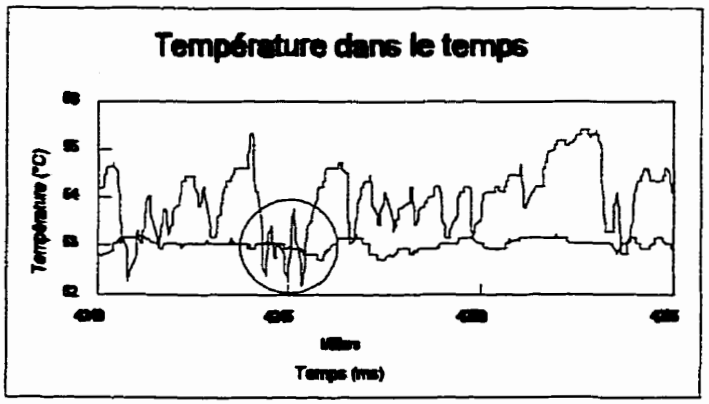


Figure 6.8 Double positionnement des thermocouples a) à l'intérieur du réceptacle du tube de protection b) à l'extérieur du tube

Lors d'une séance de mesures, il est possible de bouger le thermocouple à l'intérieur de son tube de protection pour le placer dans le réceptacle (figure 6.8 a), où il lit la température du liquide, ou complètement à l'extérieur du tube (figure 6.8 b), pour une lecture majoritaire de la température du gaz.

Un exemple de mesure prise dans le garnissage est présenté à la figure 6.9 a, où l'on aperçoit les deux traces montrant la température lue par le thermocouple trempant dans le liquide (trace du bas) et celle lue par le microthermocouple placé dans la cage (trace du haut).

a)



b)

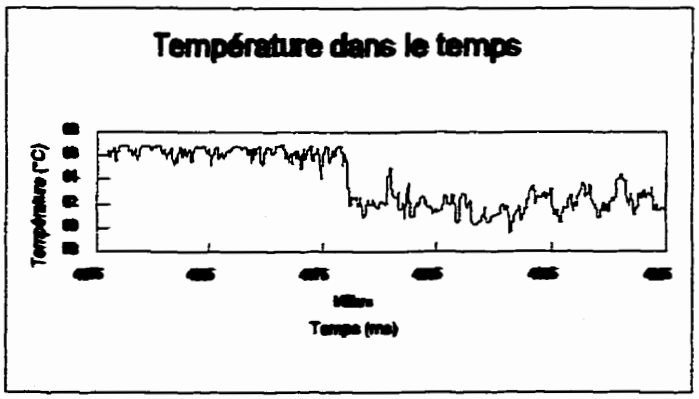


Figure 6.9 Exemple de températures mesurées dans les colonnes a) dans le garnissage b) dans la douche

On remarque que la trace laissée par le microthermocouple situé dans la cage a une amplitude d'oscillation plus grande que celle de l'autre trace. Cette différence origine du gradient de sensibilité entre les deux thermocouples. Le microthermocouple situé dans la cage (trace du haut) semble recevoir parfois une gouttelette d'eau, qui se traduit par un petit palier de température comme celui qui est encerclé à la figure 6.9 a. Ce palier correspond bien à la température de l'eau mesurée par l'autre thermocouple (trace du bas). Cependant, à petit débit d'eau dans la colonne, la fréquence de ces gouttelettes est trop faible pour qu'un pic indiquant la température du liquide apparaisse sur la distribution de fréquence qui est faite à partir des traces. Ceci confirme l'utilité de fonctionner avec deux traces, une pour le liquide et l'autre pour le gaz.

Dans la figure 6.9 b, on retrouve la trace d'un des microthermocouples placés dans la douche, le premier palier représentant le temps où le thermocouple est en dehors du tube de protection (température du gaz) et le deuxième palier, le temps où le thermocouple est placé dans le réceptacle (température du liquide). Il est facile de constater que les deux paliers sont bien distincts et que la distribution de fréquence qui sera effectuée traduira deux pics de température, un pour le liquide et un autre pour le gaz.

6.1.4 Mesure du débit

Les débits sont mesurés afin de compléter la connaissance des conditions opératoires reliées à chaque expérience. Pour ce faire, trois débitmètres magnétiques de marque KROHNE sont installés sur les circuits d'eau principaux: le circuit d'eau grise du chauffe-eau, le circuit amenant l'eau à l'évaporateur de la PAVE et le circuit amenant l'eau au condenseur de la PAVE. En théorie, ces deux derniers débits sont égaux car la PAVE, dans son ensemble, présente un circuit

d'eau fermé. Pourtant, comme le niveau d'eau monte dans le condenseur alors que celui de l'évaporateur descend, il est possible de décaler quelque peu ces débits afin que l'eau en surplus au condenseur soit envoyée à l'évaporateur.

La mesure du débit de gaz naturel envoyé au brûleur du chauffe-eau est faite grâce à un débitmètre à gaz de marque SIERRA. La connaissance de ce débit permet de calculer, par l'intermédiaire de l'équation de combustion, le débit théorique de gaz sec qui circule dans le chauffe-eau et par le fait même, dans le condenseur:

$$CH_4 + 2(1+EA)(O_2+3{,}76N_2) = CO_2 + 2H_2O + 7{,}52(1+EA)N_2 + 2EA\,O_2 \qquad (6.1)$$

$$V_{GS} = V_{CH_4}\cdot[1 + 7{,}52(1+EA) + 2EA] \qquad (6.2)$$

où: EA = excès d'air;
V_{GS} = débit volumique des gaz secs;
V_{CH4} = débit volumique de gaz naturel

La vapeur d'eau formée par la combustion est aussi donnée par l'équation 6.1, mais comme l'humidification du gaz provient également du transfert de masse ayant lieu dans les zones de contact direct, seulement le débit des gaz de combustion secs est retenu.

Enfin, la connaissance du débit de gaz naturel alimenté donne la puissance de fonctionnement du chauffe-eau:

$$Puissance = V_{CH_4}\cdot PCS \qquad (6.3)$$

où: PCS = pouvoir calorifique supérieur du gaz naturel (volumique).

L'excès d'air (EA), et par le fait même le débit d'air sec ($V_{AIR\ SEC}$) alimenté au brûleur, est déduit à l'aide d'un analyseur d'oxygène de marque HORIBA, fonctionnant à pression magnétique. La teneur en oxygène des gaz de combustion permet d'évaluer ces paramètres, en supposant une combustion complète et une absence d'infiltration d'air dans le système (équations 6.4 et 6.5).

$$EA = \frac{8{,}52 \cdot \%O_2}{200 - 9{,}52 \cdot \%O_2} \tag{6.4}$$

$$V_{AIR\ SEC} = V_{CH_4} \cdot 9{,}52\,(1 + EA) \tag{6.5}$$

où: $\%O_2$ = pourcentage d'oxygène mesuré par l'analyseur dans les gaz de combustion.

6.1.5 Acquisition de données

Les données expérimentales de température (hors des zones de contact direct), de débit et d'analyse des gaz de combustion sont recueillies grâce à un système d'acquisition de données. Ce système, développée par l'intermédiaire du logiciel LABVIEW, permet de suivre sur un écran de micro-ordinateur l'évolution des différents paramètres dans le temps. L'interface de travail de ce programme offre également le mode enregistrement, qui envoie les données dans un fichier. Celui-ci est récupéré par la suite et les données peuvent être traitées et analysées.

Les mesures de température faites dans les zones de contact direct, à l'aide des différents thermocouples présentés à la section 6.1.3, sont recueillies via un système d'acquisition indépendant. Un deuxième micro-ordinateur, dont le but unique est d'accueillir ces données, est donc utilisé. Un programme dans

LABVIEW y est également développé. L'utilisation d'un système indépendant, pour la cueillette des données de température dans les zones de contact direct, permet d'augmenter la vitesse maximale d'acquisition et de faire en sorte que le temps de réponse des thermocouples soit limitant et non la vitesse d'acquisition. Dans ce même but, seulement cinq entrées sont disponibles à la fois pour la mesure de température. Ainsi, l'acquisition d'un profil complet de température le long de la zone de contact direct (gaz et liquide) demande le déplacement de ces cinq entrées parmi les thermocouples. La vitesse d'acquisition ainsi obtenue est de 50 acquisitions par seconde.

6.2 Plan expérimental

Pour deux raisons principales, les expérimentations ont été réalisées dans le condenseur de la pompe à vapeur d'eau et non dans l'évaporateur de celle-ci ou dans le chauffe-eau. Premièrement, comme l'obtention expérimentale d'un profil d'humidité dans les zones de contact direct demande de plus amples recherches au niveau de l'échantillonnage (section 6.1.2), il est plus approprié de d'étudier une zone où il est possible de déduire le profil d'humidité sans le mesurer. Comme il a été vérifié par la mesure de l'humidité dans la conduite de gaz reliant le chauffe-eau au condenseur, les gaz de combustion arrivent saturés à l'entré du condenseur et le demeurent tout au long de la zone de contact direct car leur température diminue et le surplus d'eau condense pour maintenir l'équilibre de la saturation. Ainsi, dans cette partie du montage, il suffit d'obtenir la température du gaz pour y relier l'humidité de saturation, grâce aux équations 4.68 à 4.70:

$$Y^{*}_{H_2O} = \frac{p^{*}_{H_2O}}{P - p^{*}_{H_2O}} \tag{4.68}$$

-pour 2°C < T_L < Tc

$$\ln\left(\frac{p^*_{H_2O}}{Pc}\right) = (1-x)^{-1}[-7{,}76451x + 1{,}45838x^{1,5} - 2{,}77580x^3 - 1{,}23303x^6] \qquad (4.69)$$

avec

$$x = 1 - \frac{T_L}{Tc} \qquad (4.70)$$

où: Y^*_{H2O} = fraction molaire de vapeur d'eau (base sèche), à saturation, dans le gaz;
p^*_{H2O} = pression de vapeur de l'eau (bars);
Pc = pression critique de l'eau = 221,2 bars;
Tc = température critique de l'eau = 647,3 K;
T_L = température de l'eau (K).

Ensuite, dans le chauffe-eau, il est difficile de relier des données expérimentales à un profil modélisé car il y a trop de variables inconnues. Ainsi, une partie du débit d'eau d'alimentation du chauffe-eau est envoyée à la double paroi servant à refroidir la chambre de combustion. La fraction de débit envoyée à la double paroi est inconnue et de plus, après son passage dans cette double paroi, l'eau, dont la température est également inconnue, est renvoyée à la zone de contact direct par débordement de la double paroi sur la circonférence de la paroi interne. Ce débordement, qui survient dans le bas de la zone de garnissage, n'est pas distribué sur la section de la colonne. Une mal-distribution, que l'on aperçoit à la figure 6.10, et un nouveau débit sont alors présents dans le restant de la zone de contact direct, faussant par le fait même plusieurs hypothèses posées pour la modélisation. Les modifications nécessaires afin de permettre une série d'expériences valables dans le chauffe-eau auraient amené des coûts supplémentaires qui n'entraient pas dans le budget alloué.

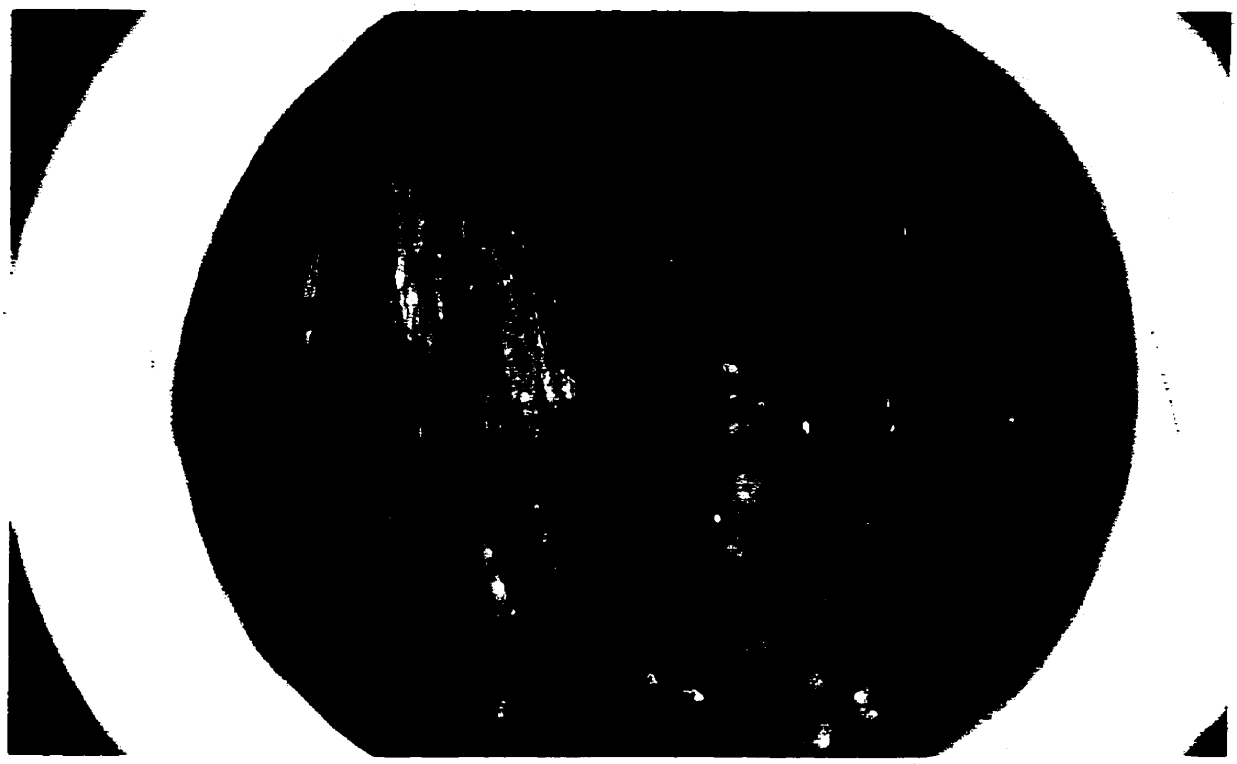


Figure 6.10 Mal-distribution causée par le débordement de la double paroi du chauffe-eau (section de douche)

Dans le condenseur de la PAVE, deux séries d'expérimentations ont été réalisées. Une première série dans des conditions où la pompe à vapeur d'eau a un rôle important, c'est-à-dire une situation où la température des fumées sortant du chauffe-eau est supérieure à 60°C, donc où il demeure une grande énergie résiduelle (voir la section 2.4). Les conditions choisies pour cette série d'expérimentations sont basées sur le critère généralement utilisé en Amérique du Nord pour le design des chauffe-eau:

- eau de sortie du chauffe-eau à 80°C;
- eau de retour au chauffe-eau à 70°C.

La deuxième série d'expériences est conduite dans des conditions où la pompe à vapeur d'eau ne fait que récupérer un faible résiduel d'énergie. La température de sortie des gaz au chauffe-eau est donc inférieure à 60°C:

- eau de sortie du chauffe-eau à 60°C;
- eau de retour au chauffe-eau à 50°C.

Chaque série d'expériences comprend trois expérimentations dans les mêmes conditions opératoires. Le montage expérimental est mis en marche dans ces conditions jusqu'à l'obtention du régime permanent. Par la suite, l'acquisition de données débute grâce au programme principal d'acquisition, qui recueille aux dix secondes toutes les données de température, d'analyse des gaz de combustion et de débit, à travers tout le montage, hors de la zone de contact direct. Cette acquisition ne cessera qu'après la complétion de trois expériences identiques dans la zone de contact direct.

Dans la zone de contact direct (garnissage et douche), l'acquisition de données est faite à l'aide du deuxième micro-ordinateur, contenant le programme à haute vitesse d'acquisition (50 acquisitions par seconde). Trois ou quatre thermocouples

de la zone de contact direct sont branchés à la fois sur ce système, pour un total de quinze thermocouples:

- 6 microthermocouples situés dans la zone de garnissage (cages) pour la mesure de la température du gaz;
- 6 thermocouples directement dans le garnissage pour la mesure de la température du liquide;
- 3 microthermocouples, avec réceptacle, dans la zone de douche, pour la mesure de la température du gaz et celle du liquide.

La figure 6.11 présente l'emplacement des différents thermocouples dans la colonne, avec le numéro qui leur est associé.

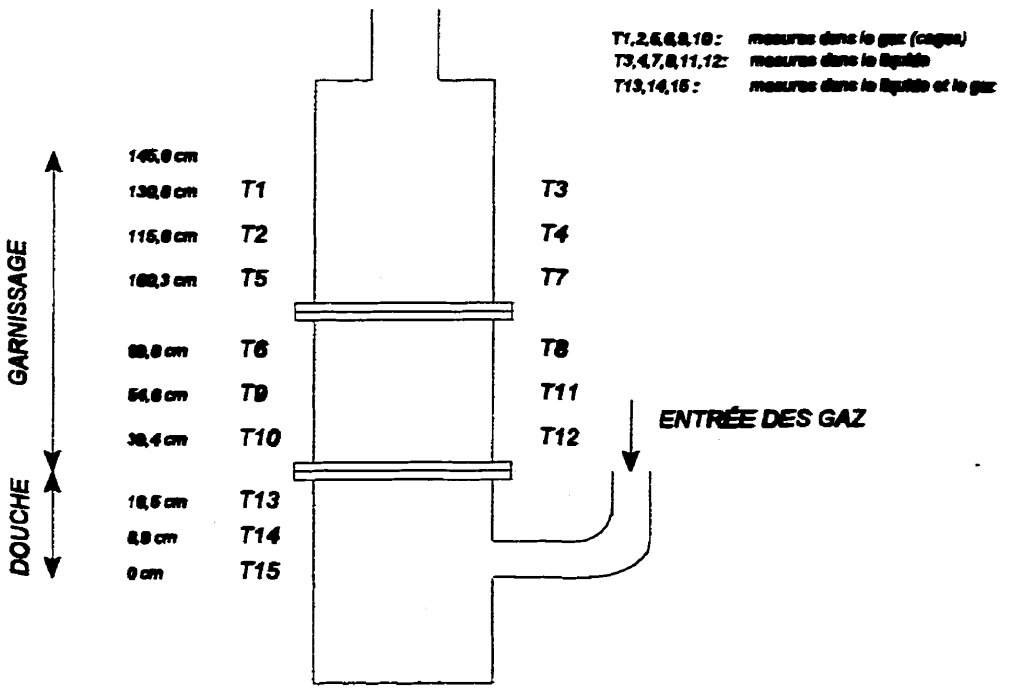


Figure 6.11 Emplacement des thermocouples dans la zone de contact direct

Durant une expérience, les branchements passent d'un groupe de 3 ou 4 thermocouples à un autre, et pour chaque groupe, l'acquisition est inférieure à une minute, afin de ne pas surcharger la mémoire de l'ordinateur. Le groupe de thermocouples placé dans la douche demande une acquisition un peu plus longue car une partie des données est prise avec la jonction de ces thermocouples à l'extérieur du réceptacle (température du gaz) et l'autre partie, avec la jonction à l'intérieur du réceptacle (température du liquide). Ce déplacement entre les groupes de thermocouples est fait jusqu'à ce que chaque groupe ait été branché trois fois, d'où la série de trois expérimentations. Le fait de recommencer les mesures trois fois permet de vérifier le régime permanent et de bouger à chaque fois les thermocouples qui semblent mal placés. Lors du traitement des données, une moyenne de ces trois expériences est faite pour chacune des températures et les profils moyens de température, pour les conditions opératoires choisies, peuvent être tracés. Le tableau 6.1 résume les conditions opératoires mesurées à l'aide du système principal d'acquisition, pour chaque série d'expériences.

Tableau 6.1 Plan expérimental et conditions opératoires

Série d'expériences		1	2
No expérience		1, 2, 3	4, 5, 6
1)	Débit volumique d'eau	0,52 l/s	0,52 l/s
2)	Débit volumique de gaz sec (standard)	0,08 m^3/s	0,08 m^3/s
3)	Température d'entrée du gaz	68 °C	50 °C
4)	Température de sortie du gaz	49 °C	36 °C
5)	Température d'entrée de l'eau	49 °C	36 °C
6)	Température de sortie de l'eau	62 °C	43 °C
7)	Humidité du gaz à l'entrée (base sèche)	0,40 mol/mol_{gazsec}	0,14 mol/mol_{gazsec}
8)	Humidité du gaz à la sortie (base sèche)	0,13 mol/mol_{gazsec}	0,06 mol/mol_{gazsec}

6.3 Résultats expérimentaux

Les données expérimentales recueillies pour chacun des thermocouples situés dans la zone de contact direct du condenseur, soit la température du gaz et/ou du liquide en fonction du temps, subissent un filtrage digital avant d'être traitées. Une cascade de deux filtres de premier ordre est employée, résultant en un filtrage de second ordre. Les équations 6.6 et 6.7 présentent ce double filtrage [39,44].

$$y_i = (1 - \alpha)y_{i-1} + \alpha x_{i-1} \tag{6.6}$$

$$\overline{y_i} = (1 - \alpha)\overline{y_{i-1}} + \alpha y_{i-1} \tag{6.7}$$

où: α = coefficient de filtrage (peut être différent pour chacune des équations);
x = mesure expérimentale brute;
y = mesure expérimentale filtrée une fois;
$\overline{y}$ = mesure expérimentale filtrée deux fois;
i = i ^{ème} mesure expérimentale.

L'action filtrante est donnée par le coefficient de filtrage (α), dont la valeur se situe entre 0 et 1 [39]:

$\alpha = 1$: aucun effet filtrant;

$\alpha = 0$: filtrage total: tout nouveau signal prend la valeur du premier signal reçu.

La valeur de α utilisée pour le filtrage des données expérimentales recueillies, lors des deux séries d'expériences, est de 0,2. Cette valeur est utilisée pour chacun des filtrages simples composant le double filtrage.

Les figures 6.12 et 6.13 montrent la différence entre les données brutes et les données filtrées. La figure 6.12 présente un exemple de filtrage pour un thermocouple chargé de mesurer la température du liquide dans une section du

garnissage. La figure 6.13 vise plutôt un microthermocouple situé dans la zone de douche, où il mesure la température du gaz (palier du haut) ainsi que celle du liquide (palier du bas).

a) b)

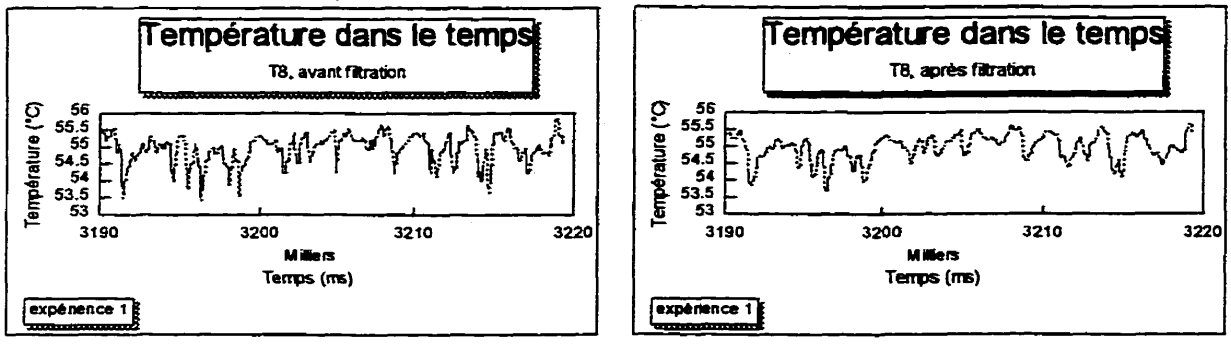


Figure 6.12 Filtrage de signal: thermocouple situé dans le garnissage

a) b)

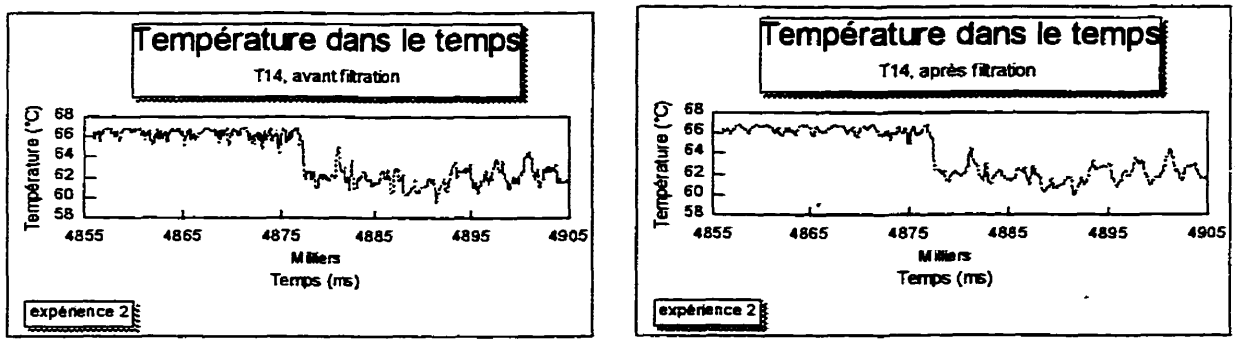


Figure 6.13 Filtrage de signal: microthermocouple situé dans la douche

Le filtrage des signaux enregistrés adoucit les oscillations mais ne les aplanit pas complètement. La mesure la plus fréquente, par contre, représente la température recherchée. Par une distribution de fréquences, on obtient une pointe indiquant la température mesurée le plus souvent. Le fait d'avoir auparavant filtré les données

ne déplace pas, ou presque pas, la distribution de fréquences mais en parfait la forme. Les figures qui suivent présentent la distribution de fréquences obtenue pour les signaux des figures 6.12 et 6.13, avant et après filtrage digital.

a) b)

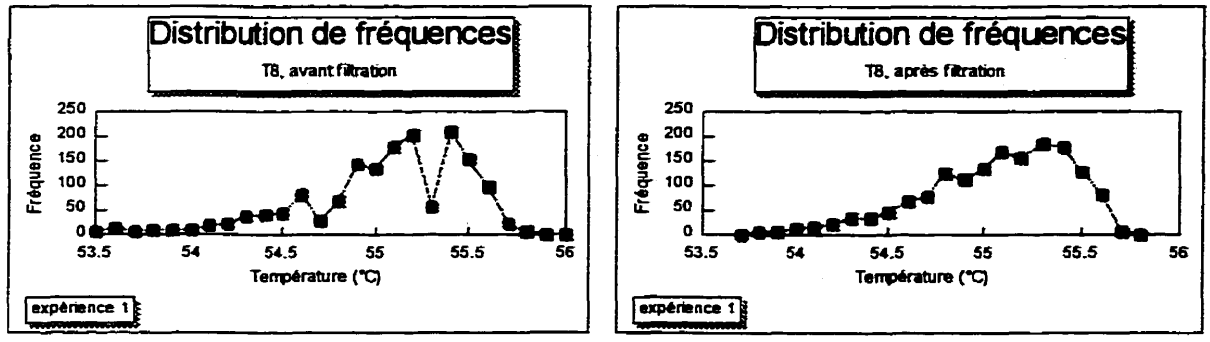


Figure 6.14 Distribution de fréquences: thermocouple situé dans le garnissage

a) b)

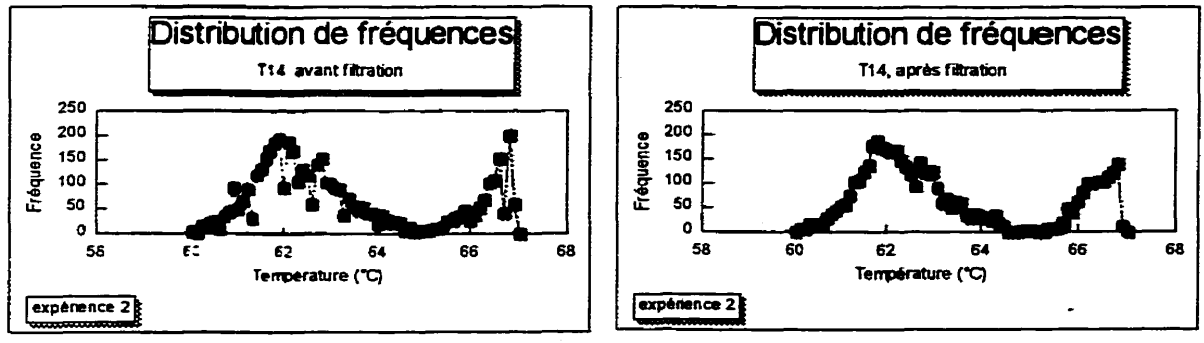


Figure 6.15 Distribution de fréquences: microthermocouple situé dans la douche

Une distribution de fréquences est ainsi effectuée pour chacun des thermocouples de la zone de contact direct, pour chacune des expériences des séries 1 et 2. L'annexe VIII contient l'ensemble des distributions de fréquences produites après filtrage des données expérimentales. Les tableaux présentant les températures

obtenues dans la zone de contact direct, c'est-à-dire les températures correspondant aux pics de fréquences, se retrouvent à l'annexe IX. Le numéro associé à chacun des thermocouples ainsi que son emplacement dans la colonne sont visibles à la figure 6.11.

Les profils de température à l'intérieur de la zone de contact direct sont établis en faisant, à chaque point de mesure, une moyenne arithmétique des températures obtenues à l'intérieur d'une même série d'expériences. Les températures d'entrée et de sortie des courants en contact dans le condenseur sont tirées de l'acquisition de données principale, celle dont un des rôles est de lire les températures hors des zones de contact direct. Une seule exception à cela est la température de sortie de l'eau, qui est considérée comme étant la température de l'eau mesurée par le thermocouple no.15, celui-ci étant situé dans la douche, au niveau de l'entrée des gaz. Les figures 6.16 et 6.17 présente respectivement les profils moyens de température obtenus expérimentalement pour les séries d'essais 1 et 2.

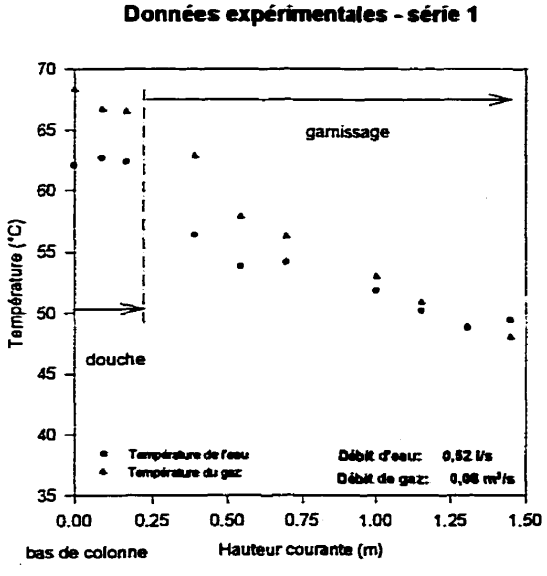


Figure 6.16 Profils expérimentaux de température dans le condenseur - série 1

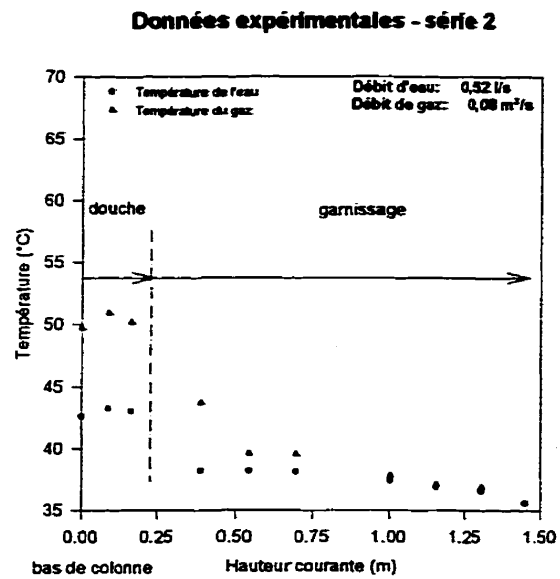


Figure 6.17 Profils expérimentaux de température dans le condenseur - série 2

Les profils d'humidité associés à ces mêmes séries d'essais sont développés à partir des profils de température du gaz. Dans le condenseur, l'état de saturation est supposé pour chaque température de gaz et est calculé par les équations 4.68 à 4.70.

Les figures 6.18 et 6.19 montrent le profil d'humidité associé à chacune des séries d'essais. Ces profils sont toutefois superflus pour l'analyse ultérieure du modèle. En effet, si les profils de température obtenus par simulation reflètent les données expérimentales, les profils d'humidité suivent automatiquement cette tendance et vice et versa. Ainsi, les profils d'humidité dans le condenseur ne seront pas souvent discutés au cours de l'analyse présentée aux sections suivantes.

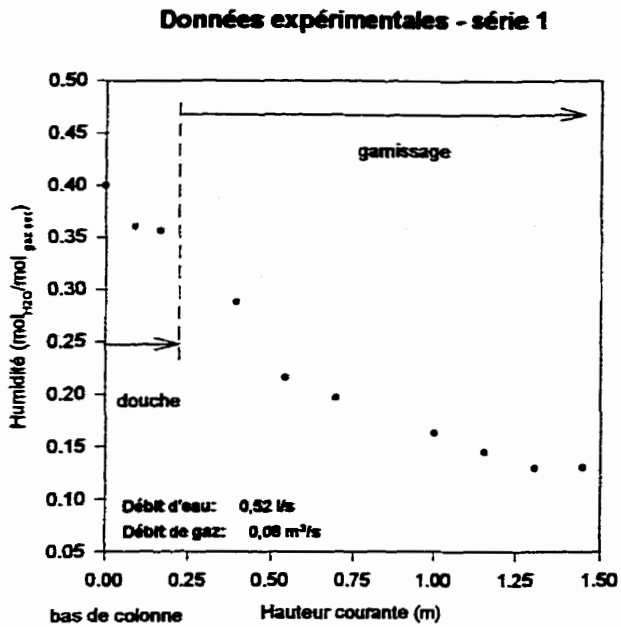


Figure 6.18 Profil d'humidité dans le condenseur - série expérimentale no.1

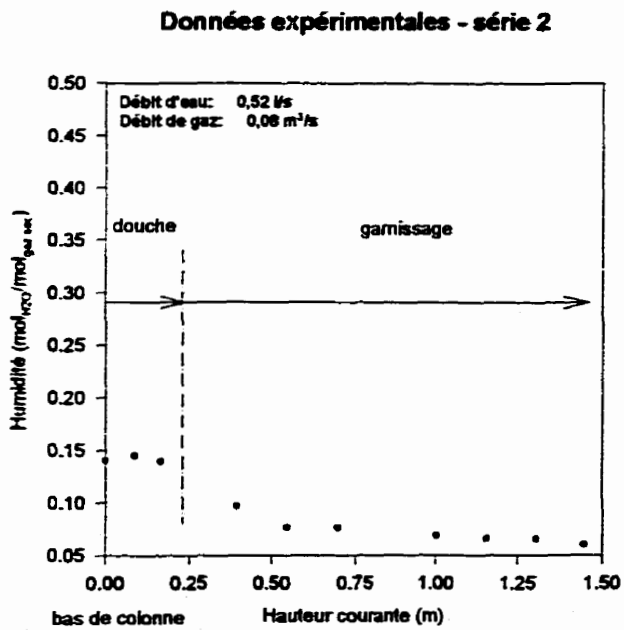


Figure 6.19 Profil d'humidité dans le condenseur - série expérimentale no.2

6.3.1 Incertitude expérimentale

L'incertitude expérimentale est difficile à évaluer pour les thermocouples placés dans la zone de contact direct où deux phases différentes sont en contact. Par exemple, il est possible qu'un thermocouple chargé de mesurer la température du gaz possède, en permanence ou de façon intermittente, un peu d'eau à sa surface, cette quantité de liquide faussant la température du gaz pour donner une température située entre celle du gaz et celle du liquide. Comme la jonction chaude des thermocouples est non-visible de l'extérieur, il est alors mal-aisé de vérifier qu'aucune pellicule de liquide ne vient perturber les mesures dans le gaz ou vice et versa. Ce qui est observable par contre, est le fait qu'une différence est obtenue entre la mesure prise par le thermocouple placé dans le liquide et celle prise par le thermocouple placé dans le gaz. Les profils ainsi obtenus sont jugés intéressants mais une incertitude expérimentale relativement importante doit être considérée.

Pour chacune des séries d'essais (1 et 2), les données retenues pour les profils de température sont une moyenne des trois pics tirés des distributions de fréquences effectuées pour chacun des thermocouples. La déviation maximale par rapport à cette moyenne, rencontrée parmi toutes les moyennes effectuées, sera prise comme base de référence pour l'évaluation de l'erreur expérimentale associée aux thermocouples de la zone de contact direct. L'erreur liée aux thermocouples eux-mêmes est jugée négligeable par rapport à l'incertitude expérimentale et est comprise dans celle-ci.

Le critère de Chauvenet, qui permet d'éliminer les données expérimentales dont la déviation par rapport à la moyenne est trop importante n'est pas utilisé dans le cas présent. En fait, comme la déviation par rapport à la moyenne est calculée

avec seulement trois données, le fait d'éliminer une ou deux données n'est pas très représentatif, à moins que cette donnée soit aberrante, ce qui n'est pas le cas des données présentées à l'annexe IX.

Pour chacun des thermocouples, la déviation standard (σ) est calculée comme suit [28]:

$$\sigma = \left[\frac{1}{n} \sum (x_i - x_m)^2\right]^{1/2} \tag{6.8}$$

où: n = nombre de données = 3;
x_i = $i^{ème}$ donnée;
x_m = moyenne arithmétique des données;

Par la suite, la déviation standard par rapport à la moyenne (σ_m) est évaluée [28]:

$$\sigma_m = \frac{\sigma}{\sqrt{n}} \tag{6.9}$$

Comme il est possible de le constater aux tableaux de l'annexe X, la plus grande déviation standard par rapport à la moyenne (σ_m), rencontrée parmi les essais, est de **2,27 °C**. Cette valeur, qui représente 6,2% de la mesure de température la plus faible retenue (36,6 °C) pour les profils expérimentaux, est considérée comme incertitude expérimentale sur tous les points de ces profils, avec une probabilité de **2,15-1**. Cette probabilité signifie la chance que la valeur expérimentale soit dans la déviation spécifiée. Pour une plus grande probabilité, l'incertitude doit être augmentée de la façon suivante [28]:

Déviation	Probabilité qu'une mesure soit à l'intérieur de la déviation
$\pm 0{,}6745\ \sigma_m$	1 - 1
$\pm \sigma_m$	2,15 - 1
$\pm 2\ \sigma_m$	21 - 1
$\pm 3\ \sigma_m$	369 - 1

Les figures 6.20 et 6.21 montrent les incertitudes expérimentales sur les profils de température établis.

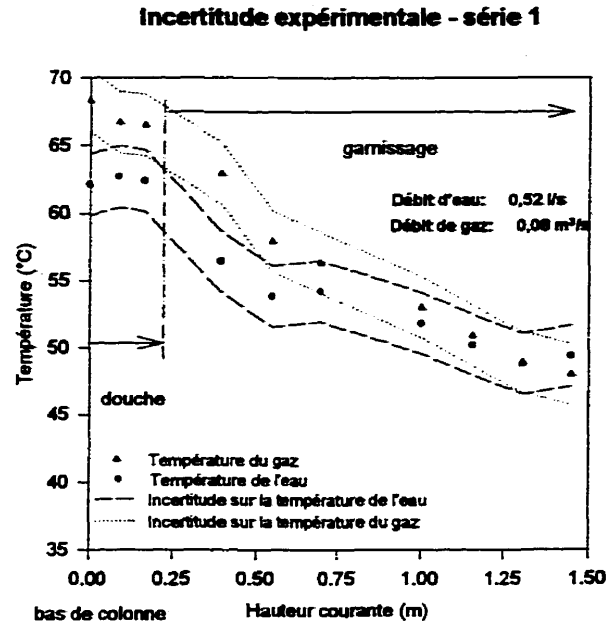


Figure 6.20 Marges d'incertitude sur les données expérimentales - série 1

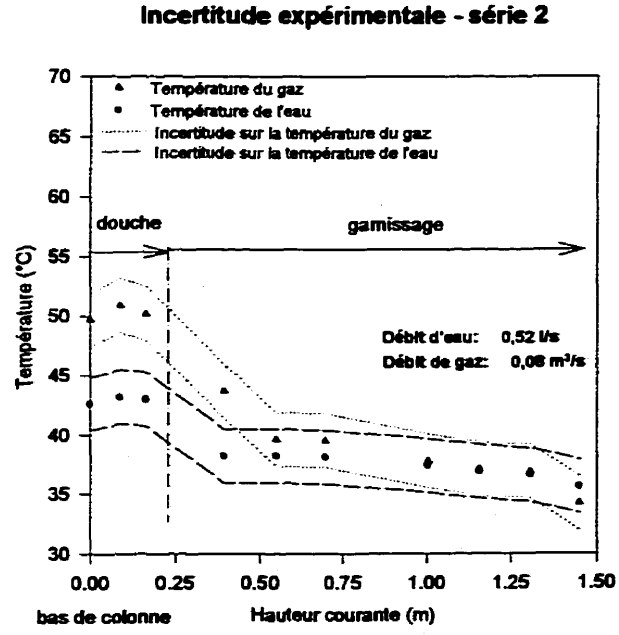


Figure 6.21 Marges d'incertitude sur les données expérimentales - série 2

6.3.2 Interprétation des résultats

On remarque que l'incertitude expérimentale peut avoir une grande influence sur l'analyse des résultats. En effet, le profil de la température du gaz étant très rapproché de celui du liquide, les marges d'incertitude font en sorte que les profils établis peuvent se rapprocher ou s'éloigner l'un de l'autre de façon significative à l'intérieur de ces marges. Cette constatation prouve la nécessité de méthodes de mesure adéquates et précises dans un système d'échange à contact direct. Ces méthodes devront faire l'objet de plus amples travaux d'instrumentation afin d'accroître la précision des mesures.

Malgré la zone d'incertitude, il est possible de remarquer à priori que les profils expérimentaux élaborés présentent un échange rapide de la chaleur sensible et latente du gaz vers le liquide: rapprochement des deux profils et abaissement de la température du gaz (figures 6.16 et 6.17) et de l'humidité du gaz (figures 6.18 et 6.19), jusqu'à ce que les deux profils (gaz et liquide) se rejoignent. À partir de ce point, comme le gradient de température entre les deux courants est faible, un échange de chaleur latente (condensation de la vapeur d'eau) est surtout observé jusqu'au haut de la colonne. En effet, même lorsque le gradient de température est faible, l'échange de chaleur latente est significatif car l'état de saturation, surtout à des températures de gaz plus élevées (série d'essais no.1) est très sensible à une variation de température du gaz. Ainsi, pour un faible abaissement de la température du gaz, la chaleur latente transférée par condensation est importante car la chaleur de condensation de l'eau est élevée (environ 4 kJ/mol).

Les figures 6.16 à 6.19 démontrent que la température des deux courants, et par le fait même l'humidité du gaz, ne présentent pas de tendance perceptible à l'intérieur de la zone de douche. Il semble en effet que ces paramètres demeurent

à peu près constants dans cette zone. De cette façon, il serait possible de négliger l'effet de la douche dans la modélisation de la colonne.

6.4 Comparaison avec le modèle

Des simulations ont été effectuées pour les conditions d'opérations associées à chacune des séries d'essais (voir le tableau 6.1). La figure 6.22 présente les profils de température obtenus pour la série d'expériences no.1, en comparaison avec les données expérimentales. La figure 6.23 montre les profils de température associés à la deuxième série d'expériences.

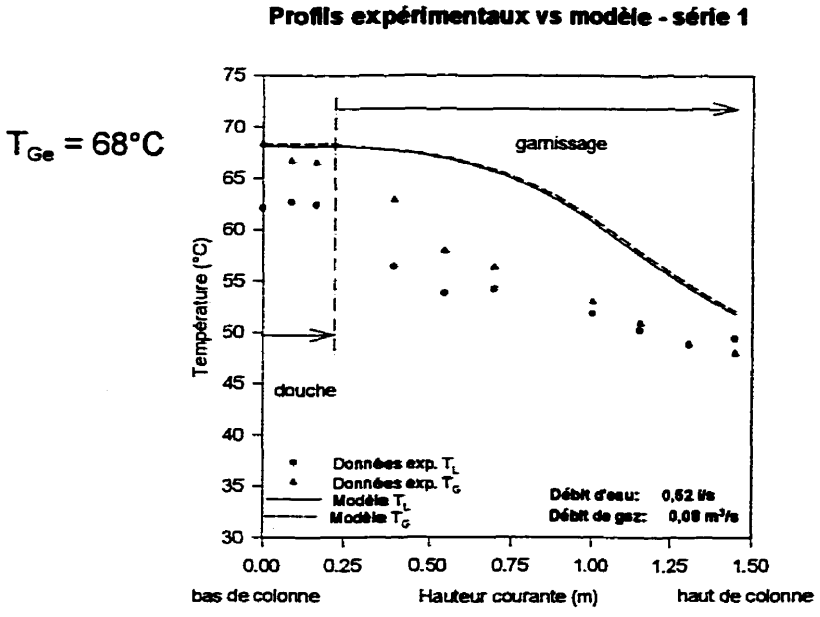


Figure 6.22 Profils de température expérimentaux et modélisés - série 1

Les profils d'humidité ne sont pas présentés car le modèle ainsi que les données expérimentales reflètent la courbe de saturation. En effet, comme les données expérimentales associées au profil d'humidité ont été calculées, en supposant la saturation, à partir des températures recueillies pour le gaz, la différence entre le

profil expérimental d'humidité et le profil modélisé tient dans la divergence entre le profil expérimental de la température du gaz et celui qui est simulé. Une fois que le modèle représente de façon adéquate les profils expérimentaux de température, il en va de même pour le profil d'humidité.

T_{Ge} = 50°C

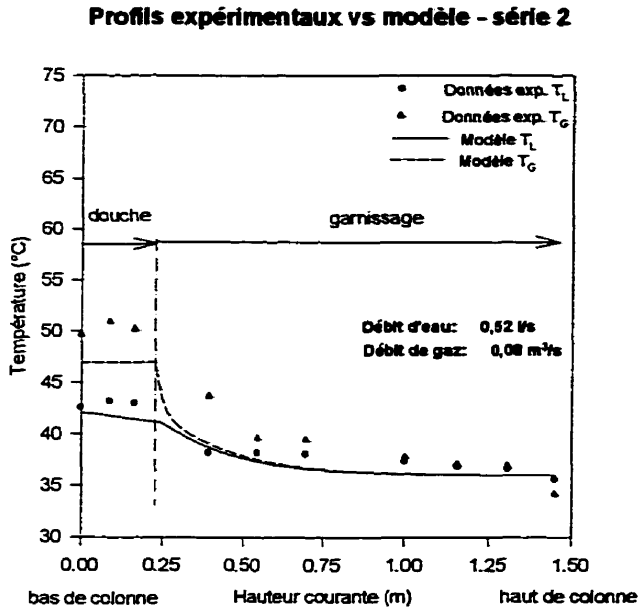


Figure 6.23 Profils de température expérimentaux et modélisés - série 2

6.4.1 Interprétation des résultats

À la figure 6.23, il est possible d'observer plus aisément le comportement du modèle dans la zone de douche. Que ce soit pour la première série d'expériences (figure 6.22) ou la deuxième (figure 6.23), les données expérimentales ne démontrent aucun changement significatif de la température de l'eau ou de celle du gaz dans cette section de la colonne. Pourtant, la modélisation choisie pour cette section, soit un CSTR pour la phase gazeuse et un écoulement piston sous forme de gouttelettes pour la phase liquide, démontre certains changements, perceptibles de façon évidente à la figure 6.23. Ainsi, la température du gaz

obtenue par simulation subit un échelon descendant à son entrée dans la zone de douche, ce qui correspond au comportement d'un réacteur parfaitement mélangé (CSTR), mais qui n'est pas reproduit par les essais expérimentaux. Aussi, la simulation du profil de température de l'eau dans la section de douche démontre une température de liquide en pente descendante, ce qui, une fois de plus, n'est pas perçu chez le profil expérimental. Ces différences entre le modèle et les données expérimentales, au niveau de la douche, peuvent provenir principalement de deux sources:

- le coefficient de transfert de chaleur est surestimé dans cette section;
- la douche ne constitue pas un effet de bout et les températures peuvent y être considérées égales aux températures au bas de la colonne (entrée des gaz et sortie de l'eau).

La deuxième alternative est choisie pour la suite de l'analyse, ce qui implique que **les profils simulés dans la zone de douche présenteront dorénavant des températures, et par la même occasion une humidité du gaz, constantes et égales aux conditions des courants au bas de la colonne**. Toutefois, il est certain que cette dernière hypothèse devra être vérifiée par une série ultérieure d'essais. Ces expériences devront être réalisées dans des conditions d'opération similaires à celles du chauffe-eau, où il y a possibilité d'une trempe des gaz dans la zone de douche, causée par une grande différence entre la température des gaz à leur entrée dans la zone de contact direct et la température de l'eau au bas de la colonne.

Comme on le remarque à la figure 6.22, pour une entrée d'eau en haut de la colonne aux alentours de 50°C et une entrée de gaz à 68°C au bas de la colonne, le modèle propose un profil de température du liquide pratiquement identique à

celui du gaz. Ainsi, sans que beaucoup de chaleur sensible soit échangée (écart de température presque nul entre les deux profils), l'eau est chauffée jusqu'à la température du gaz au bas de la colonne. Comme cette situation n'est pas reproduite par les données expérimentales, c'est-à-dire que l'eau sort au bas de la colonne avec une température plus faible que le gaz, le modèle n'est pas très représentatif des essais de la série no.1. Par contre, cette tendance n'est pas remarquée à la figure 6.23, où le modèle semble mieux correspondre aux données expérimentales.

L'équation 6.10 représente le bilan d'énergie global effectué sur le condenseur, si celui-ci est adiabatique. Lorsque ce bilan est appliqué aux conditions expérimentales de la série no.1 (voir le tableau 6.1), on constate qu'il y a une divergence considérable de 14 kW entre la chaleur perdue par le gaz (terme de droite) et la chaleur gagnée par le liquide (terme de gauche). À priori, cette constatation démarque un comportement non-adiabatique, c'est-à-dire où il y a des pertes de chaleur importantes à l'environnement. Le détail des calculs se trouve à l'annexe XI.

Bilan global d'énergie pour une section adiabatique:

$$\Delta Q_S \text{ liquide} = \Delta Q_S \text{ gaz sec} + \Delta Q_S \text{ vapeur} + \Delta Q_L \text{ gaz}$$

comme la variation de chaleur sensible de la vapeur d'eau ne condensant pas (ΔQ_Svapeur) est négligeable comparativement à la variation de chaleur latente du gaz causée par la condensation (ΔQ_Lgaz):

$$\Delta Q_S \text{ liquide} = -(\Delta Q_S \text{ gaz sec} + \Delta Q_L \text{ gaz})$$

et

$$L_M A Cp_L (T_{Ls} - T_{Le}) = -[G_S A Cp_{GS} (T_{Gs} - T_{Ge}) + G_S A (Y_{H_2Os} - Y_{H_2Oe}) r_{H_2O}] \qquad (6.10)$$

où: L_M = flux molaire de la phase liquide (eau);
A = section de la colonne;
Cp_L = chaleur spécifique du liquide (eau);
Cp_{GS} = chaleur spécifique du gaz sec;
T_L = température de l'eau;
T_G = température du gaz;
G_S = flux molaire de la phase gazeuse (base sèche);
Y_{H2O} = fraction molaire (sèche) de vapeur d'eau dans le gaz;
r_{H2O} = chaleur de condensation (ou vaporisation) de l'eau;
ΔQ_S = variation de la chaleur sensible;
ΔQ_L = variation de la chaleur latente;

indice "s" = à la sortie du courant;
indice "e" = à l'entrée du courant;

Le même bilan est dressé pour les conditions d'opération de la série d'essais no.2 (voir les calculs à l'annexe XI), avec cette fois-ci aucune divergence au comportement adiabatique. Les données de la deuxième série d'essais correspondent donc mieux aux conditions adiabatiques considérées pour la modélisation et ceci explique que le modèle représente mieux les données de la figure 6.23 (série no.2) que celles de la figure 6.22 (série no.1).

Il est possible de modifier le modèle en y ajoutant un terme marquant la perte de chaleur à l'environnement, brisant ainsi l'adiabaticité considérée jusqu'à maintenant. Cette modification permet de vérifier si les profils de température simulés se rapprochent alors des données expérimentales. Selon les essais effectués, cette perte de chaleur serait significative pour la série d'essais no.1 (figure 6.22), où la température des courants en contact est relativement élevée, mais demeurerait négligeable pour les essais de la série no.2 (figure 6.23). Dans ce deuxième cas, la température des courants étant moins élevée, il est possible que la perte à l'environnement, régie par la différence entre la température de la paroi et la température ambiante, soit très faible.

La perte de chaleur à l'environnement (Q), pour la section de garnissage, s'énonce comme suit, pour un volume dV = A·dh [17]:

$$dQ = A \cdot U a_p (T_p - T_{amb}) dh \qquad (6.11)$$

où: Q = chaleur perdue à l'environnement;
A = section de la colonne;
U = coefficient de transfert de chaleur avec l'environnement;
a_p = surface spécifique de la paroi disponible au transfert = 4/D;
D = diamètre de la colonne;
T_p = température de la paroi;
T_{amb} = température ambiante;
h = hauteur courante.

Le coefficient de transfert de chaleur (U) est estimé par la corrélation de l'équation 6.11, pour la convection naturelle à la paroi d'un cylindre vertical dans l'air [27].

$$U = 1{,}42 \left(\frac{T_p - T_{amb}}{H} \right)^{1/4} \qquad (6.12)$$

où H = hauteur de la zone de garnissage.

Un calcul préliminaire, qui se trouve à l'annexe XII, a été développé pour le cas le plus significatif, celui de la série d'essais no.1 (figure 6.22), où les profils expérimentaux divergent du modèle et ainsi du comportement adiabatique. Le résultat de ce calcul montre que la chaleur pouvant être perdue à l'environnement, dans les conditions présentes lors de cette série d'essais, est de l'ordre de 0,1 kW. L'origine de la divergence entre les données expérimentales et le modèle, plus marquée dans le cas où la température des courants en contact est plus élevée (série d'essais no.1, figure 6.22), ne se trouve donc pas dans une perte de chaleur à l'environnement. L'hypothèse de la section adiabatique est conservée car les pertes à l'environnement sont négligeables.

Il faut alors étudier la sensibilité de certaines propriétés physiques pour repérer ce qui empêche la fermeture du bilan global d'énergie. Également, une fois la fermeture du bilan réalisée, il est pertinent d'étudier la sensibilité de divers paramètres de modélisation, afin d'en vérifier l'effet sur la forme des courbes.

6.5 Sensibilité des paramètres de modélisation

6.5.1 Chaleur de condensation de l'eau et conditions limites

Les caractéristiques physiques influençant le plus le bilan d'énergie de l'équation 6.10 sont celles associées à la variation de la chaleur latente dans le gaz:

$$\Delta Q_L \text{ gaz} = G_S A(Y_{H_2Os} - Y_{H_2Oe}) r_{H_2O} \qquad (6.13)$$

En effet, ce terme prédomine car la chaleur latente de la vapeur d'eau (r_{H2O}) est très élevée, soit environ 4 kJ/mol, et régit ainsi la majeure partie du transfert de chaleur. Une légère variation de cette propriété physique résulte aisément en une différence de quelques kilowatts à la fermeture du bilan global d'énergie sur le condenseur. Comme les profils d'humidité dans le condenseur suivent la courbe de saturation et que celle-ci est reliée à la température du gaz, le fait de varier quelque peu les températures d'entrée ou de sortie peut influer grandement sur la teneur en vapeur d'eau (base sèche) à l'entrée (Y_{H2Oe}) ou à la sortie de la colonne (Y_{H2Os}). Le bilan d'énergie de l'équation 6.10 s'en trouve d'autant affecté. Ainsi, comme on peut le constater sur la courbe de saturation de la figure 6.24, l'humidité du gaz (base sèche) à saturation (Y^*_{H2O}) devient très sensible à une variation de température, pour une gamme de températures au-delà de 60°C.

Comme les essais de la série no.1 présentent une température du gaz à l'entrée supérieure à 60°C, il est possible qu'un ajustement plus fin des paramètres cités rapproche les courbes modélisées des données expérimentales. Ce rapprochement, lorsqu'il a lieu, signifie que le modèle devient représentatif. Également, comme le modèle est développé pour un fonctionnement adiabatique, si les conditions d'entrée et de sortie de chacun des courants, obtenues par simulation, deviennent similaires à celles obtenues expérimentalement, il y a alors fermeture du bilan d'énergie de l'équation 6.10, pour une colonne adiabatique.

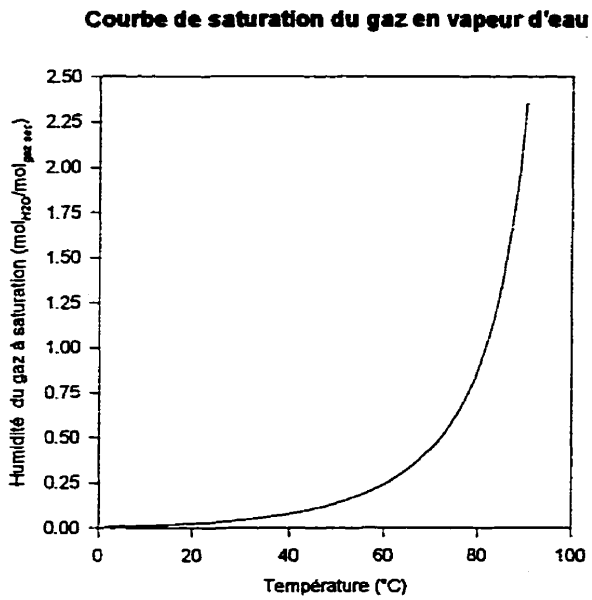


Figure 6.24 Courbe de saturation de la phase gazeuse en vapeur d'eau

Les figures 6.25 et 6.26 montrent l'influence respectivement de la variation de la chaleur latente de l'eau (r_{H2O}) et de la variation de la température d'entrée du gaz saturé (T_{Ge}), donc de l'humidité à l'entrée (Y_{H2Oe}), sur la forme des profils de température modélisés. Les données expérimentales sont toujours présentes sur ces figures, comme base de référence.

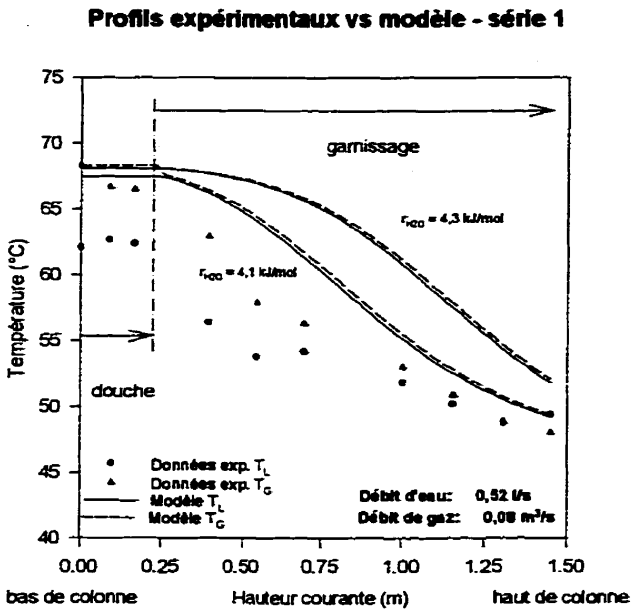


Figure 6.25 Variation de la chaleur de condensation de l'eau (r_{H2O}) - série no.1

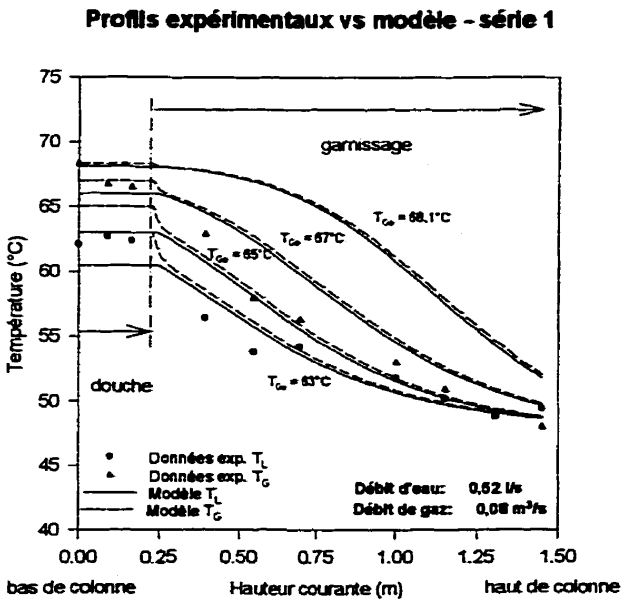


Figure 6.26 Variation de la température du gaz et de l'humidité d'entrée au condenseur (T_{Ge} etY_{H2Oe}) - série no.1

L'examen de ces figures démontre la sensibilité du modèle aux propriétés physiques et conditions d'opération touchant l'humidité du gaz. Une attention particulière doit donc être portée au choix de la chaleur latente molaire de la vapeur d'eau (r_{H2O}), utilisée à l'intérieur du modèle, ainsi qu'à la mesure des conditions de température du courant gazeux à l'entrée de la colonne (T_{Ge}). Jusqu'à maintenant, le modèle considère une chaleur latente molaire constante pour toutes les simulations. Cette situation est corrigée en plaçant un nouvel intrant permettant de modifier ce paramètre en fonction de la gamme de température visée par chacune des simulations. Enfin, il ne faut pas oublier que la loi d'Antoine, utilisée pour évaluer l'humidité à saturation en fonction de la température du gaz (équations 4.68 à 4.70), contient certaines constantes. Celles-ci varient un peu d'un auteur à l'autre et cette légère différence, à elle seule, peut éloigner significativement les profils simulés des données expérimentales, pour des températures au-delà de 60°C.

Suite à la discussion présentée, la chaleur molaire de condensation (r_{H2O}) a été réévaluée de façon plus précise pour la gamme de température de la série d'essais no.1 (50 à 70°C) et celle de la série no.2 (35 à 50°C):

série d'essais	gamme de température	r_{H2O} ancienne valeur	r_{H2O} nouvelle valeur
1	50-70°C	4,3 kJ/mol	4,18 kJ/mol
2	35-50°C	4,3 kJ/mol	4,3 kJ/mol

Aussi, afin de poursuivre l'analyse de la série d'essais no.1 (haute température), la température du gaz à l'entrée de la colonne est quelque peu modifiée, en tenant compte de l'erreur possible sur la lecture des thermocouples et en visant le rapprochement des profils simulés et des profils expérimentaux. La simulation lancée avec ces nouvelles conditions est présentée à la figure 6.27. Cette fois-ci, en accord avec ce qui a été mentionné plus tôt, les températures dans la région de douche sont gardées constantes et égales aux conditions d'entrée.

Les conditions de température utilisées pour la simulation correspondant aux essais de la série no.2 (basse température) sont conservées et la simulation n'est pas relancée. En effet, le modèle, qui est moins sensible dans cette zone de température, correspond plus aisément aux données expérimentales, comme il a été permis de le constater à la figure 6.23.

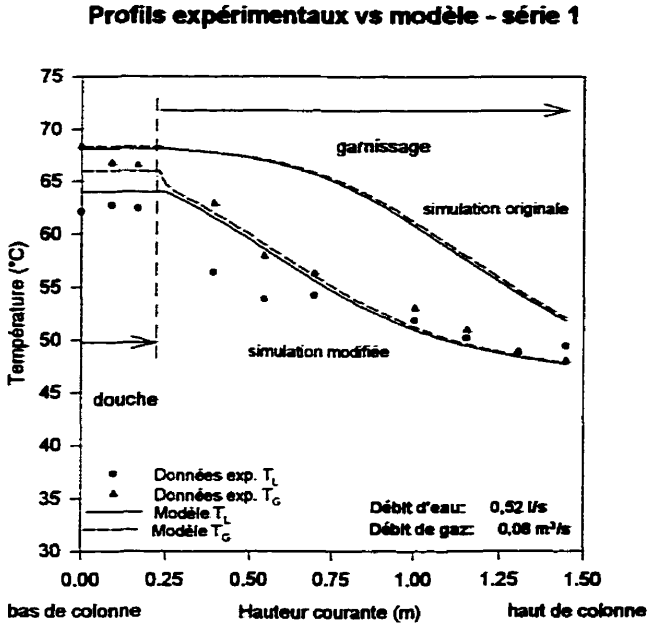


Figure 6.27 Ajustement des paramètres influençant le transfert de chaleur latente - série no.1

L'observation des profils de température modifiés de la figure 6.27 ainsi que des profils de température de la figure 6.23 démontrent que le modèle choisi est représentatif des échanges globaux de masse et de chaleur dans le condenseur, avec certaines précautions à prendre pour la simulation de températures dépassant 60°C. Pourtant, le long des profils simulés, la température du gaz se rapproche trop rapidement de la température de l'eau, même si les conditions de température des courants à l'entrée et à la sortie sont similaires à celles recueillies expérimentalement. Ce comportement des courbes démarque un coefficient de transfert de chaleur trop élevé.

6.5.2 Coefficient de transfert de chaleur (Ka)

Le coefficient volumique global de transfert de chaleur (Ka), dans le condenseur, est défini par l'équation 4.28, pour un transfert de chaleur dans le même sens que le transfert de masse:

$$\frac{1}{Ka} = \frac{1}{h_L a} + \frac{1}{h_G a}\left(\frac{q_T - \lambda}{q_T}\right) \tag{4.28}$$

où: $h_L a$ = coefficient volumique de transfert de chaleur en phase liquide;
$h_G a$ = coefficient volumique de transfert de chaleur en phase gazeuse;
q_T = chaleur totale transférée dans la section de garnissage;
λ = chaleur latente transférée dans la section de garnissage.

Pour le pincement de températures utilisée dans le condenseur, le transfert de chaleur latente est prédominant sur le transfert de chaleur sensible. Ainsi, le terme "$(q_T - \lambda)/q_T$", qui représente la fraction de chaleur sensible parmi la chaleur totale échangée, est très faible. Dans ce cas, le coefficient volumique global de transfert de chaleur (Ka) est presque égal au coefficient volumique de transfert de chaleur en phase liquide ($h_L a$). Comme le coefficient volumique de transfert de chaleur en phase liquide ($h_L a$) est environ 10 fois plus élevée que le coefficient volumique de transfert de chaleur en phase gazeuse ($h_G a$), il en résulte une accélération importante du transfert de chaleur. La figure 6.28 reprend les profils de température de la figure 6.27, pour lesquels le coefficient volumique global de transfert de chaleur est d'environ 188 $kW/m^3 \cdot K$, en ajoutant la simulation de ces mêmes profils, avec un coefficient de transfert de chaleur diminué environ d'un facteur 10. Ces nouveaux profils correspondent à l'utilisation de l'équation 4.28, où le terme faisant la correction pour le transfert de masse simultané ($(q_T - \lambda)/q_T$) serait négligé:

$$\frac{1}{Ka} = \frac{1}{h_L a} + \frac{1}{h_G a} \tag{6.14}$$

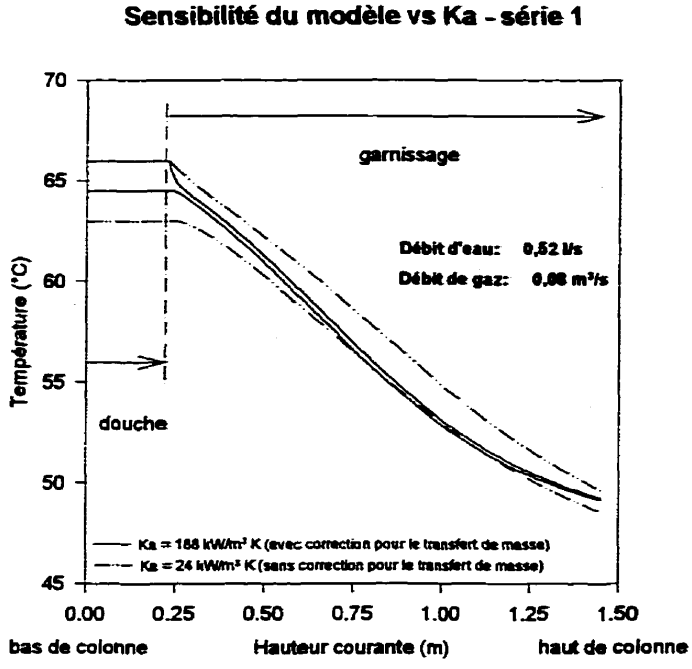


Figure 6.28 Effet de la diminution du coefficient global de transfert de chaleur

On remarque à la figure précédente que la correction pour le transfert de masse a une grande influence sur l'écartement des courbes. Ainsi, le coefficient volumique global de transfert de chaleur (Ka) devient un autre paramètre très sensible au transfert de chaleur latente, par l'intermédiaire du facteur de correction "$(q_T - \lambda)/q_T$", où λ est égal à $\Delta Q_{L\,gaz}$, la variation de chaleur latente dans la colonne, qui est défini par l'équation 6.13.

Il est également possible que la corrélation choisie pour l'évaluation des coefficients volumiques de transfert de chaleur dans chaque phase donne des valeurs trop élevées. Le tableau 6.2 reprend les corrélations présentées au tableau 4.4, lors de la revue de la littérature, en y ajoutant les valeurs obtenues, pour

chacune des corrélations, dans les conditions d'opération de la série d'essais no.1, soit:

F_G = flux massique de la phase gazeuse
= 2,15 kg/m^2·s;

F_L = flux massique de la phase liquide
= 10,24 kg/m^2·s.

Les valeurs mises en caractères gras sont celles qui ont été utilisées lors des simulations précédentes, pour les conditions de la série d'essais no.1.

Tableau 6.2 Valeurs des coefficients volumiques de transfert de chaleur locaux obtenues par diverses corrélations

Auteurs	Garnissage: type* et dimension (mm)	Diamètre de colonne (mm)	Système	Corrélation
Zhavoronkov et Furmer (1944)	RR	300	air-eau	h_Ga = 33,8 kW/m^{3}K
McAdams et al. (1949)	RR: 25,4	102	air-eau	h_La = 230,9 kW/m^{3}K
Yoshida et Tanaka (1951)	RR: 25,4 , 38,1	254	air-eau	h_Ga = 20,6 kW/m^{3}K h_La = 188,6 kW/m^{3}K
Huang et Fair (1989)	▸ RR: 25,4 (céramique) ▸ RR: 38,1 (céramique) ▸ PR: 25,4 (acier) ▸ **PR: 38,1 (acier)** ▸ HR: 30 (acier) ▸ IS: 25,4 (céramique) ▸ IS: 38,1 (céramique)	section carrée: 305 x 305	air-eau	▸h_Ga = 16,9 kW/m^{3}K h_La = 170,8 kW/m^{3}K ▸h_Ga = 27,0 kW/m^{3}K h_La = 380,9 kW/m^{3}K ▸h_Ga = 25,8 kW/m^{3}K h_La = 357,4 kW/m^{3}K ▸**h_Ga = 25,9 kW/m^{3}K** **h_La = 268,3 kW/m^{3}K** ▸h_Ga = 26,5 kW/m^{3}K h_La = 287,0 kW/m^{3}K ▸h_Ga = 28,0 kW/m^{3}K h_La = 304,0 kW/m^{3}K ▸h_Ga = 22,4 kW/m^{3}K h_La = 247,0 kW/m^{3}K
Réf. [59]	-	-	-	h_Ga = 20,6 kW/m^{3}K h_La = 229,8 kW/m^{3}K

* RR: anneaux de Raschig; PR: anneaux de Pall; HR: anneaux de HyPack; IS: selles Intalox .

La corrélation de Huang et Fair, utilisée dans le modèle d'origine, a été choisie car elle a été établie lors d'essais faits avec un garnissage constitué d'anneaux de Pall en acier, avec une dimension nominale de 38,1 mm, pour un système air-eau, dans une colonne à section carrée de 305 mm x 305 mm. Ces caractéristiques correspondent bien à celles du montage expérimental. Pourtant, il serait plus juste d'utiliser une corrélation développée directement à partir du montage étudié. L'établissement d'une telle corrélation demanderait plusieurs essais supplémentaires qui n'entrent pas dans le cadre de la recherche en cours. Il est tout de même possible de recommander une nouvelle corrélation, existante dans la littérature, qui engendre des coefficients de transfert de chaleur locaux moins élevés, même si les conditions d'élaboration s'éloignent quelque peu de celles rencontrées dans le système concerné par la présente étude. Dans cet ordre d'idée, la corrélation de Huang et Fair, développée cette fois-ci pour des anneaux de Raschig en céramique, de dimension nominale égale à 25,4 mm (voir le tableau 6.2), propose des coefficients volumiques de transfert de chaleur moins élevés que ceux obtenus par la corrélation utilisée lors des précédentes simulations. Les équations 6.15 et 6.16 présentent cette nouvelle corrélation, qui est recommandée pour les simulations ultérieures.

$$h_G a = 6947 F_G^{1,10} F_L^{0,02} \tag{6.15}$$

$$h_L a = 26680 F_G^{0,51} F_L^{0,83} \tag{6.16}$$

où: $h_G a$ = coefficient volumique de transfert de chaleur en phase gazeuse;
$h_L a$ = coefficient volumique de transfert de chaleur en phase liquide;
F_G = flux massique de la phase gazeuse;
F_L = flux massique de la phase liquide.

6.5.3 Coefficient de transfert de masse ($K_G a_e$)

La sensibilité du modèle au coefficient global volumique de transfert de masse ($K_G a_e$) n'est pas étudiée car les essais expérimentaux ont été réalisés dans le condenseur. Dans cette colonne, un phénomène de condensation est présent depuis l'entrée de la phase gazeuse jusqu'à sa sortie. Ainsi, dans cette partie du montage expérimental, la condition mentionnée à la section 5.3 s'applique, à savoir que la thermodynamique a raison de la cinétique et la condensation est gouvernée par la courbe de saturation du gaz et non par le coefficient de transfert de masse. L'étude de ce coefficient deviendrait pertinente si des essais étaient réalisés dans une autre partie du montage expérimental (chauffe-eau ou évaporateur). Ces essais pourraient donc être suggérés dans le cadre de recherches futures.

6.5.4 Nombre de Bodenstein en phase liquide (Bo)

Le nombre de Bodenstein en phase liquide (Bo_L), représentant la dispersion axiale dans cette phase, au niveau du garnissage (voir le modèle présenté à la section 4.3.1), est un autre coefficient important pouvant influencer les profils modélisés.

$$Bo_L = \frac{LH}{\phi D_{TL}} \tag{4.14}$$

où: L = densité de flux (vitesse superficielle) de la phase liquide;
H = hauteur de garnissage;
D_{TL} = coefficient de dispersion axiale de la phase liquide;
ϕ = rétention de liquide dans le garnissage.

La variation de ce paramètre étant inversement proportionnelle à la variation du coefficient de dispersion axiale en phase liquide (D_{TL}), un abaissement du nombre de Bodenstein signifie une augmentation de la dispersion axiale et vice versa. Les figures 6.29 et 6.30 montrent respectivement l'influence de l'abaissement et de

l'augmentation du nombre de Bodenstein en phase liquide (Bo_L), sur les profils de température de la figure 6.27, simulés pour les essais de la série no.1. Le nombre de Bodenstein (Bo_L) égal à 8 est celui qui est obtenu par la corrélation choisie pour la modélisation.

La diminution de la dispersion axiale signifie une tendance vers l'uniformité du temps de séjour des molécules d'eau liquide dans le garnissage et un rapprochement de l'écoulement piston. L'échange de chaleur gaz-liquide dans ce cas est déplacé vers le bas de la colonne, qui représente le point de contact entre les gaz chauds et l'eau plus froide, et est ainsi concentré sur une plus faible hauteur de garnissage. Ce phénomène résulte de la plus grande uniformité du temps de séjour de chaque molécule d'eau. Lorsqu'il y a dispersion axiale, certaines molécules d'eau circulent plus vite ou plus lentement que la moyenne et l'échange est alors étalonné sur une plus grande hauteur de garnissage. Ainsi, dans le cas d'une augmentation de la dispersion axiale, le temps de séjour des molécules d'eau liquide dans la section de garnissage varie et l'échange de chaleur est éventuellement étalonné sur toute la hauteur de garnissage. Les profils de température tendent alors vers une droite dont la pente diminue avec l'augmentation de la dispersion axiale et dont la pente limite est nulle car une dispersion très élevée équivaut au comportement d'un réacteur parfaitement mélangé (CSTR). Ce cas extrême signifierait que les profils de température sont constants sur toute la hauteur de garnissage.

L'observation de ces deux figures permet de constater que la corrélation utilisée pour la détermination du nombre de Bodenstein est adéquate. Effectivement, la forme des profils simulés aux figures 6.23 et 6.27 (après ajustement des paramètres) correspond assez bien à la pente observée chez les données expérimentales.

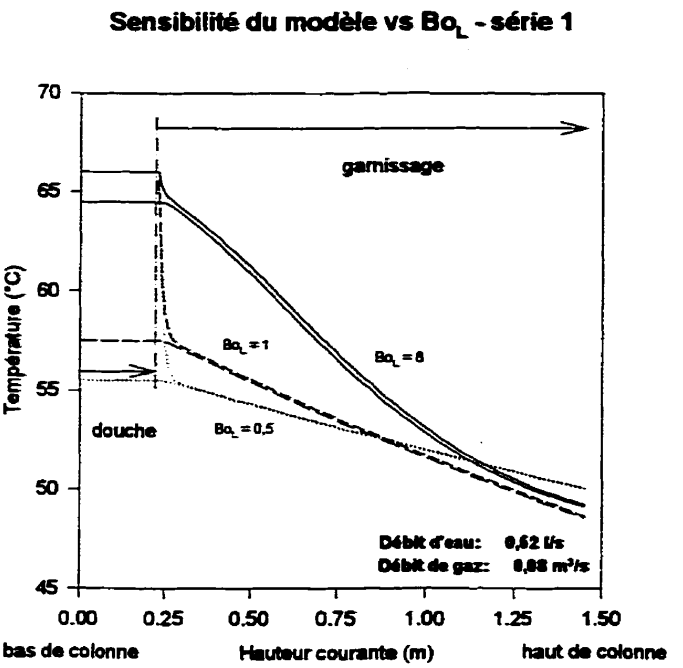


Figure 6.29 Effet de la diminution du nombre de Bodenstein (augmentation de la dispersion axiale)

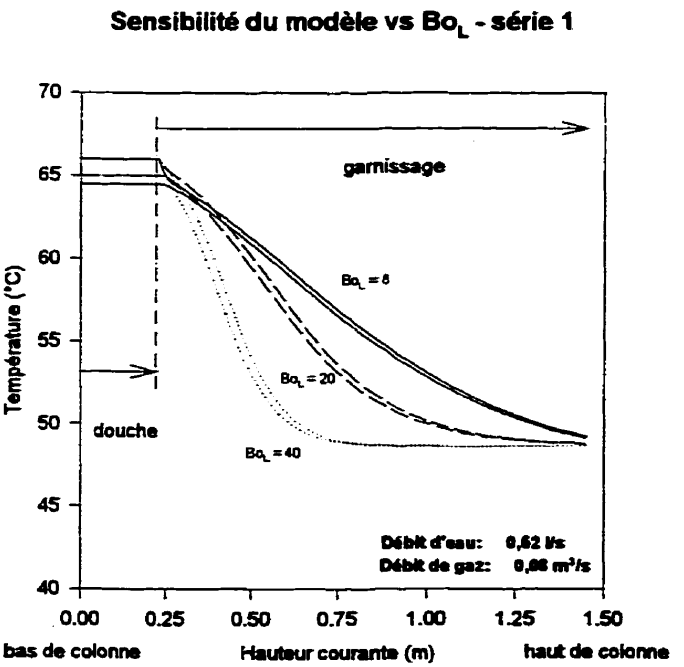


Figure 6.30 Effet de l'augmentation du nombre de Bodenstein (diminution de la dispersion axiale)

La corrélation proposée par Kolev et al. (équation 4.16), prenant part à la modélisation originale, est donc recommandée pour l'évaluation du nombre de Bodenstein en phase liquide (Bo_L).

$$Bo_L = 0{,}655\ Re_{La}^{0{,}38}\ Ga^{-0{,}30}\ (a \cdot H) \qquad (4.16)$$

$$Re_{La} = \frac{4\ L\ \rho_L}{a\ \mu_L}$$

$$Ga = \frac{g\ \rho_L^2}{a^3\ \mu_L^2}$$

où: L = densité du flux de liquide;
a = surface spécifique du garnissage;
H = hauteur de la zone de garnissage;

6.6 Conclusion

Suite aux différentes recommandations et corrections qui ont été discutées, il est intéressant de refaire la simulation des profils de température, pour les conditions des deux séries d'essais expérimentaux, en tenant compte de ces modifications:

- **élimination du modèle de la douche;**
- **ajustement des conditions d'entrée des courants;**
- **spécification plus précise de la chaleur latente molaire de la vapeur d'eau (r_{H2O});**
- **nouvelles corrélations pour la détermination du coefficient volumique global de transfert de chaleur (Ka);**

Les figures 6.31 à 6.34 reprennent donc les courbes des figures 6.22 et 6.23, après apport des rectifications. Les figures 6.31 et 6.33 présentent les profils simulés en tenant compte de l'effet du transfert de masse sur le transfert de chaleur (utilisation de l'équation 4.28 pour l'évaluation du coefficient de transfert de chaleur). Les profils des deux autres figures sont simulés en négligeant l'effet du transfert de masse sur le transfert de chaleur (utilisation de l'équation 6.14 pour l'évaluation du coefficient de transfert de chaleur). Ces figures démontrent que le modèle, une fois modifié, décrit bien dans l'ensemble les transferts de masse et d'énergie survenant dans le condenseur, surtout si l'on considère l'incertitude expérimentale de 2,27°C, déterminée à la section 6.3.1. Les profils simulés en négligeant l'effet du transfert de masse sur le transfert de chaleur reproduisent mieux l'écartement retrouvé chez les profils expérimentaux (figure 6.32 et 6.34). Cependant, la correspondance avec la forme des profils expérimentaux n'est pas visible sur toute la hauteur de la colonne, spécialement pour les essais à haute température (figure 6.31), où le modèle est plus sensible. Un ajustement plus fin est nécessaire au niveau du coefficient global de transfert de chaleur. Un coefficient moyen sur la hauteur de la colonne ne suffit peut-être pas à décrire adéquatement toutes les données expérimentales. Le modèle devra donc être modifié, pour plus de précision, en y insérant un coefficient de transfert de chaleur qui est fonction de la hauteur de garnissage. Ce point constituera un bon départ pour une amélioration future du modèle.

L'estimation de la hauteur de garnissage est un but important de la modélisation, si celle-ci doit devenir un outil de design dans le domaine des échangeurs à contact direct. Cependant le modèle élaboré devient trèp sensible lorsque la gamme de températures à simuler est supérieure à 60°C. L'obtention d'un outil de design efficace demandera une extension de l'étude réalisée, en conservant comme base de référence l'information contenue dans le présent document.

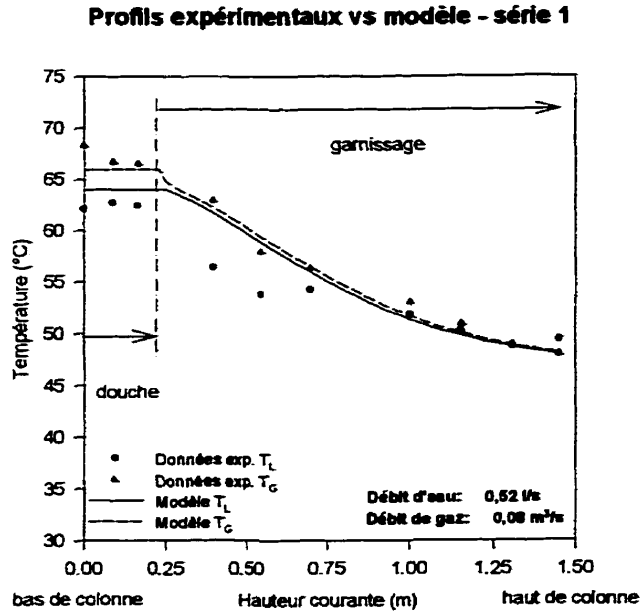


Figure 6.31 Profils rectifiés de température dans le condenseur - série 1 - avec influence du transfert de masse sur le transfert de chaleur

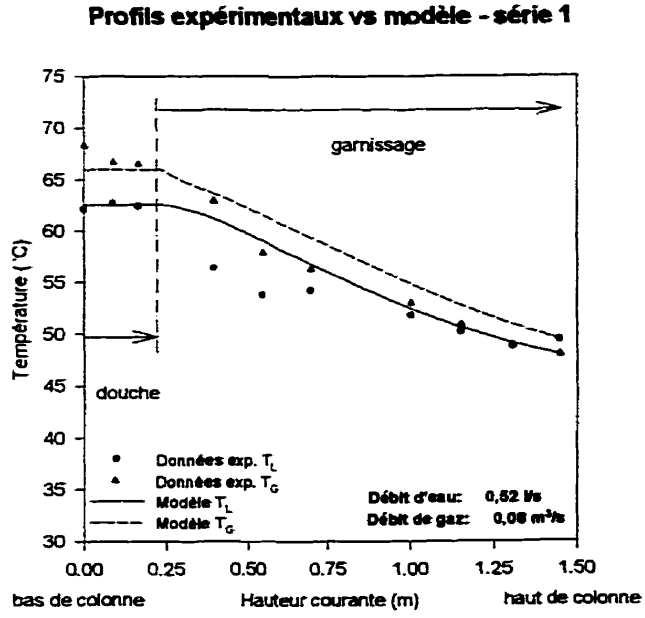


Figure 6.32 Profils rectifiés de température dans le condenseur - série 1 - sans influence du transfert de masse sur le transfert de chaleur

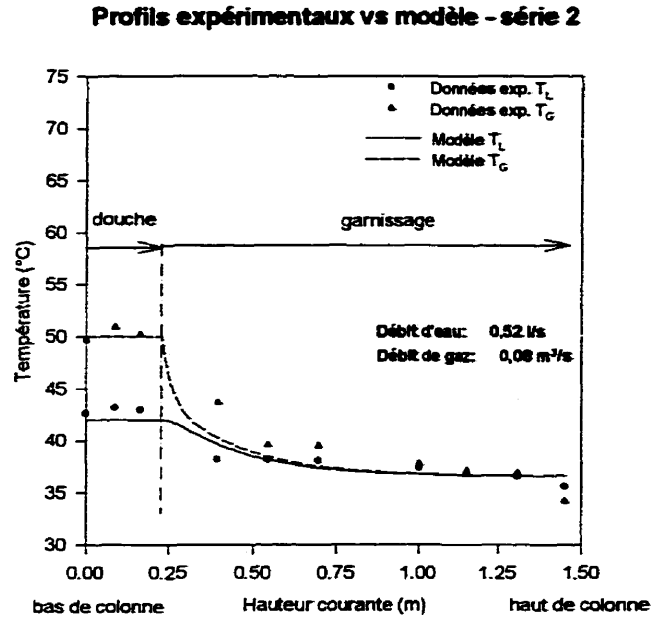


Figure 6.33 Profils rectifiés de température dans le condenseur - série 2 - avec influence du transfert de masse sur le transfert de chaleur

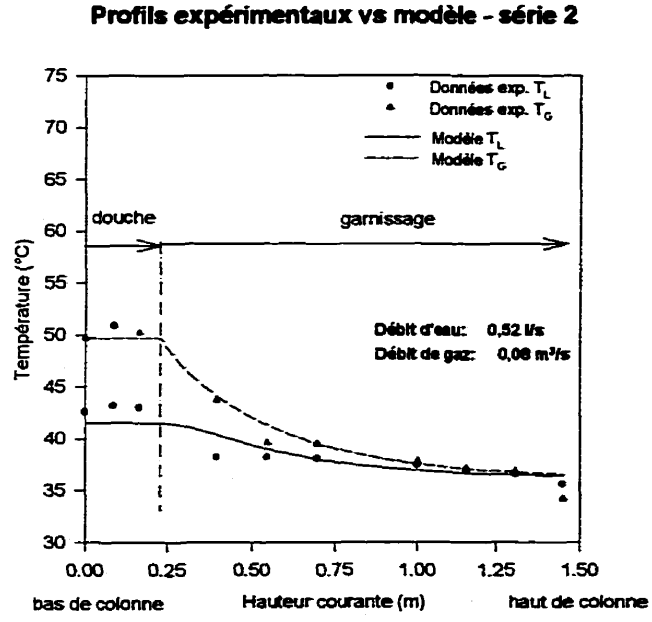


Figure 6.34 Profils rectifiés de température dans le condenseur - série 2 - sans influence du transfert de masse sur le transfert de chaleur

Toutefois, même si le modèle n'adhère pas parfaitement aux données expérimentales, il correspond assez bien aux conditions mesurées sur le montage à l'entrée et à la sortie de chacun des courants. En ce sens, la modélisation peut être utilisée pour un design approximatif. Par essais et erreurs, il est possible de varier la hauteur de colonne, pour des conditions fixées à l'entrée des courants (débit, humidité, température) et un certain diamètre de colonne, et de refaire des simulations jusqu'à l'obtention des conditions voulues à la sortie de ces mêmes courants. La simulation permettant d'obtenir ces conditions indique la hauteur de colonne adéquate. Celle-ci peut être considérée pour un design rudimentaire. Lorsqu'un plateau est obtenu, comme à la figure 6.33, où les profils de température sont confondus et où la température est constante, la hauteur utilisée pour le dimensionnement peut être diminuée de la longueur de ce plateau, tout en conservant les même résultats pour les conditions d'entrée et de sortie.

Pour un dimensionnement conservateur, il est recommandé d'utiliser le modèle sans tenir compte de l'effet du transfert de masse sur le transfert de chaleur (utilisation de l'équation 6.14 pour l'évaluation du coefficient de transfert de chaleur). Le transfert est alors plus lent et la hauteur estimée lors d'une démarche de dimensionnement sera plus élevée, évitant alors un sous-dimensionnement.

CHAPITRE VII
CONCLUSION ET RECOMMANDATIONS

La caractérisation des transferts de masse et d'énergie dans une colonne à garnissage, où un gaz est en contact avec un liquide circulant à contre-courant, à été réalisée par l'élaboration d'un modèle mathématique et l'étude d'un montage expérimental. Ce montage, constitué d'un chauffe-eau à contact direct muni d'une pompe à vapeur d'eau, comporte trois colonnes à garnissage, soit l'évaporateur, le chauffe-eau lui-même et le condenseur.

Les gaz saturés en vapeur d'eau sortant du chauffe-eau sont amenés au condenseur, dont la tâche est la récupération de la chaleur résiduelle de ces gaz. Cette récupération se fait par un échange massique (condensation) et énergétique (chaleur sensible et latente) entre les gaz encore chauds en contact avec un courant d'eau à l'intérieur du garnissage du condenseur. Les gaz arrivent saturés au condenseur et le demeurent au cours de leur passage dans cette colonne où ils sont refroidis et où la vapeur en surplus condense pour maintenir l'état de saturation qui est géré par la température du gaz. L'eau chauffée récupérée au bas du condenseur est envoyée à l'évaporateur, où elle transmet l'énergie résiduelle, amassée au condenseur, à l'air de combustion qui circule dans l'évaporateur. Cet air ressort en haut de l'évaporateur chaud et humide et est alors dirigé vers le brûleur, à la base du chauffe-eau. L'eau refroidie recueillie à la base de l'évaporateur est envoyée en haut du condenseur, fermant ainsi la boucle de la pompe à vapeur d'eau.

Les trois colonnes à garnissage du montage expérimental sont autant de centres d'intérêt pour la validation du modèle. Cependant, seul le condenseur a servi pour les essais expérimentaux. Certaines lacunes au niveau de l'instrumentation

empêchent l'obtention de profils expérimentaux d'humidité le long du chauffe-eau et de l'évaporateur, où l'état de saturation du gaz n'est pas présent tout au long de la colonne. L'humidité doit donc y être mesurée car on ne peut la déduire à partir de la température du gaz, comme il est possible de le faire dans le condenseur, où les gaz sont continuellement à l'état de saturation en vapeur d'eau. Les travaux d'instrumentation ont aboutit à l'élaboration d'une technique pour la mesure des profils de température du gaz et du liquide dans la colonne. Par contre, la mesure de l'humidité demandera une extension de la recherche dans cette direction.

Les essais effectués dans le condenseur ont permis de juger de la qualité de la modélisation développée. Celle-ci est très intéressante comme modèle descriptif mais, dû à une trop grande sensibilité à certains paramètres, ne peut être utilisée présentement que pour le design rudimentaire d'un condenseur. En effet, le modèle devient très sensible pour des températures dépassant 60°C. Au-delà de cette température, la courbe de saturation des gaz subit une exponentielle et l'échange de chaleur latente devient alors très important et sensible à une légère variation de la température du gaz, dans le cas où les gaz sont saturés en vapeur d'eau. Comme les gaz circulant dans le condenseur sont constamment à l'état de saturation, il faut s'assurer que les paramètres touchant la chaleur latente de l'eau ainsi que les conditions d'entrée du gaz soient bien choisis avant le lancement d'une simulation à des températures dépassant 60°C. Dans le cas contraire, le profils de température et d'humidité simulés peuvent s'éloigner significativement de la réalité.

Une autre constatation importante concerne le coefficient global de transfert de chaleur. Celui-ci est trop élevé pour certaines portions des profils de température simulés. Cet effet est visible lorsque les courbes obtenues par simulation (profil de température du liquide et profil de température du gaz) sont plus rapprochées l'une

de l'autre que le sont les profils expérimentaux de température. Afin de remédier à cette situation, d'autres corrélations de Huang et Fair (1989), qui donnent des coefficients locaux de transfert de chaleur moins élevés que ceux fournis par les premières corrélations utilisées, ont été recommandées. L'effet discuté, quoique diminué, est toujours présent sur les profils simulés. Trois explications sont possibles pour cette situation:

- le coefficient global moyen de transfert de chaleur ne suffit pas à décrire correctement l'échange de chaleur tout au long de la colonne;
- l'effet accélérant du transfert de masse sur le transfert de chaleur, ces deux transferts étant dans le même sens dans le condenseur, est surestimé;
- les corrélations utilisées fournissent des coefficients locaux de transfert de chaleur trop élevés.

Une première approche pour remédier à la situation et resserrer ainsi le lien entre le modèle et les données expérimentales consiste à faire varier le coefficient global de transfert de chaleur le long de la colonne. Pour ce faire, ce paramètre doit être ré-évalué constamment à l'intérieur du modèle, à mesure que les conditions et les propriétés physiques changent au long de la zone de contact gaz-liquide. Jusqu'à maintenant, des propriétés physiques moyennes ainsi qu'un coefficient global de transfert de chaleur moyen ont été considérés pour chaque simulation. Cette altération du modèle demande l'ajout de boucles itératives qui alourdissent beaucoup la programmation mais qui sont envisageables si la modification s'avère nécessaire.

Il est également probable que l'effet accélérant du transfert de masse sur le transfert de chaleur soit surestimé. Cette hypothèse ne peut être vérifiée que si le

coefficient de transfert chaleur en phase gazeuse ainsi que le coefficient de transfert de chaleur en phase liquide représentent fidèlement les résistances au transfert de chaleur dans chaque phase, lorsqu'aucune influence du transfert de masse n'est présente. Ces coefficients locaux doivent donc premièrement être définis adéquatement avant qu'il soit possible de porter un jugement au sujet du facteur de correction marquant l'influence du transfert de masse sur le transfert de chaleur.

L'obtention d'un coefficient de transfert de chaleur en phase gazeuse ainsi que d'un coefficient de transfert de chaleur en phase liquide qui correspondent spécifiquement au cas formé par le montage expérimental demandera le développement de corrélations rattachées à ce montage. L'élaboration de telles corrélations requière une étude propre à ce sujet.

Les essais expérimentaux reflètent bien la dispersion axiale, supposée pour la modélisation de la phase liquide dans la section de garnissage. Ainsi, la corrélation suggérée par Kolev et al. (1996) est recommandée pour l'évaluation du nombre de Bodenstein en phase liquide, caractérisant la dispersion axiale dans cette phase.

Une simplification du modèle a été faite lors de l'analyse des données expérimentales. Les profils expérimentaux ne démontrent aucun changement significatif de température ou d'humidité dans la zone de douche située sous le garnissage. Cette section de la colonne constitue un effet de bout qui n'avait pas été négligé lors de l'élaboration du modèle. Une modélisation propre à la zone de douche, qui considère la phase gazeuse comme un CSTR (réacteur parfaitement mélangé) et la phase liquide en écoulement piston dispersé sous forme de gouttelettes, a donc été annexée au modèle de la zone de garnissage. Par contre

l'observation des profils expérimentaux recueillis dans le condenseur démontre que l'effet de bout constitué par la zone de douche est négligeable dans cette section. La modélisation y étant rattachée a donc été supprimée pour la suite de l'étude.

Le modèle simplifié obtenu une fois l'effet de la zone de douche négligé devra être validé dans une situation où les gaz subissent une trempe lors du contact avec le liquide. Une série supplémentaire d'essais dans le chauffe-eau rendrait possible la validation du modèle dans cette situation particulière. Les résultats expérimentaux permettraient ainsi de savoir si la zone de douche est un effet de bout négligeable même lorsqu'il y a une grande différence de température entre le gaz à l'entrée de la colonne et le liquide.

Avant de procéder à ces nouveaux essais, une technique de mesure du profil d'humidité dans la colonne doit être développée, les efforts fournis en ce sens dans le cadre de la présente étude n'ayant pas porté fruit. Une fois cette mesure possible, il sera alors plus aisé de valider le modèle pour diverses situations de transfert, où l'état de saturation du gaz n'est pas présent de façon constante:

- humidification et chauffage d'un gaz (situation présente dans l'évaporateur);
- humidification et refroidissement d'un gaz (situation présente dans une section du chauffe-eau).

Des essais au niveau du chauffe-eau ainsi que de l'évaporateur permettraient également d'étudier le coefficient de transfert de masse. Comme le transfert de masse dans le condenseur est régi par la thermodynamique (état de saturation) et non par la cinétique de transfert (résistance au transfert de masse), la validité de la cinétique de transfert de masse développée à l'intérieur de la modélisation

n'a pu être vérifiée. Dans une situation où l'état de saturation n'est pas présent continuellement, par exemple lors d'un processus d'humidification, le transfert de masse (vapeur d'eau) est dépendant de la résistance au transfert de masse dans chacune des phases en contact et par la même occasion, est directement relié au coefficient global de transfert de masse.

Encore, de nouveaux essais où le débit de chacune des phases en contact dans la colonne serait varié de façon significative amèneraient à la validation des diverses corrélations, utilisées lors de l'élaboration du modèle, par rapport à ce paramètre. Les essais effectués sur le condenseur permettaient la validation des corrélations pour deux différentes gammes de température mais l'effet d'une variation des débits demeure à vérifier.

Comme il est permis de le constater, le travail présenté dans ce document soulève certaines interrogations et ouvre la porte à divers sujets de recherche. L'analyse deviendra d'autant plus intéressante à mesure que des réponses seront apportées à ces interrogations. Toutefois, l'étude effectuée a permis de faire un pas en avant dans le domaine de la mesure de température en milieu biphasique. Également, le modèle élaboré au cours de ce projet, quoique descriptif jusqu'à maintenant, permet tout de même une démarche de dimensionnement rudimentaire au niveau du condenseur et risque de se convertir en un outil de design intéressant.

RÉFÉRENCES

[1] BAKER, M.J., ARMITSTEAD, R., BAILEY, R., (1986) "*Gas tans the hide off steam*", CDTG, 22-32.

[2] BECKMAN, P., ROY, R.P., WHITFIELD, K., HASAN, A., (1993) "*Fast-response microthermocouple*", Rev. Sci. Instrum., 64, 10, 2947-2951.

[3] BIRD, R.B., STEWART, W.E., LIGHTFOOT, E.N., (1960) "*Transport phenomena*", John Wiley & Sons, New-York.

[4] BONILLA, J.A., (1993) "*Don't neglect liquid distributors*", Chem. Eng. Prog., MARS, 47-61.

[5] BRUNET, S., (1996) "*Calotech*", CTGN - rapport d'étape no1 présenté au Ministère d'État des Ressources Naturelles, OCT.

[6] BRUNET, S., (1996) "*Dual gas fired direct-contact water heater*", CTGN - rapport final présenté à GTC, OCT.

[7] BRUNET, S., MANDEVILLE, L., BOCHEREL, P., (1996) "*Le chauffe-eau DUAL: deux températures pour une meilleure efficacité des générateurs à condensation*", 113e Congrès du gaz - Les communications techniques, Paris, 10-13 SEPT.

[8] BRUNET, S., MANDEVILLE, L., BOCHEREL, P., (1995) "*Développement d'un chauffe-eau à contact direct à faibles émissions de NO_x et de CO*", 112e Congrès du gaz - Résumé des communications par affiches, Lille, 12-15 SEPT.

[9] BUCHANAN, J.E., (1988) "*Operating holdup on film-type packings*", AIChE Journal, 34, 5, 870-872.

[10] CHARPENTIER, J.-C., (1982) "*What's new in absorbtion with chemical reaction ?*", Trans. I. Chem. E., 60, 131-156.

[11] CLIFT, R., GRACE, J.R., WEBER, M.E., (1978) "*Bubbles, drops and particles*", Academic Press, New-York.

[12] COKER, A.K., (1991) "*Understand the basics of packed-column design*", Chem. Eng. Prog., NOV, 93-99.

[13] CRANE CO., (1986) "Flow of fluids", Technical paper no.410M, édition métrique, St-Laurent, Québec.

[14] DELHAYE, J.M., SEMERIA, R., FLAMAND, J.C., (1973) "*Void fraction and vapor and liquid temperatures: local measurements in two-phase flow using a microthermocouple*", Journal fo Heat Transfer, 95C, 365-370.

[15] FADEL, T.M., (1984) "*Selecting packed-column auxiliaries*", Chem. Eng., 23 JANV, 71-76.

[16] FELDER, R.M., ROUSSEAU, R.W., (1986) "*Elementary principles of chemical processes*", seconde édition, John Wiley & Sons, New-York.

[17] FOGLER, H.S., (1992) "*Elements of chemical reaction engineering*", Prentice Hall, Englewood Cliffs, New-Jersey.

[18] FURZER, I.A., (1984) "*Axial liquid dispersion in countercurrent gas-liquid reactors near the gas flooding condition*", Ind. Eng. Chem. Fundam., 23, 159-164.

[19] GRI (Gas Research Institute), (1981) "*Survey of flue gas condensation heat recovery systems*", rapport final, FEV-OCT.

[20] GUILLET, R., (1992) "*Pompe à vapeur d'eau et machines endothermiques utilisant le gaz naturel*", 4e Congrès de l'Associazione Technica del Gas, Naples, 25-27 NOV.

[21] GUILLET, R., ESTEL, L., HEBERT, J.-P., (1996) "*Diagramme hygrométrique de combustion*" (logiciel), Gaz de France - I.N.S.A. - P.S.O.P.I.C.

[22] GUY, C., (1989) "*Étude des transferts thermique et massique en combustion submergée*", Thèse de doctorat, École Polytechnique de Montréal, Département de génie chimique, Montréal.

[23] GUY, C., CARREAU, P.J., (1986) "*La combustion submergée*", L'actualité chimique canadienne, 38, 8, NOV-DÉC, 19-23.

[24] GUY, C., CARREAU, P.J., PARIS, J., (1992) "*Heat and mass transfer between bubbles and a liquid*", The Canadian Journal of Chemical Engineering, 70, FÉV, 55-60.

[25] HEAP, C.R., (1992) "*A direct approach to water heating*", Relay - Gas in Industry and Commerce (British Gas), NOV.

[26] HEAP, C.R., (1992) "*Direct improvements in water heating*", Gas Engineering & Management, 32, 35-43.

[27] HOLMAN, J.P., (1990) "*Heat transfer*", 7e édition, McGraw-Hill, New-York.

[28] HOLMAN, J.P., (1989) "*Experimental methods for engineers*", 5e édition, McGraw-Hill, New-York.

[29] HUANG, C.-C., FAIR, J.R., (1989) "*Direct-contact gas-liquid heat transfer in a packed column*", Heat Transfert Engineering, 10, 2, 19-28.

[30] JACOBS, H.R., (1988) "*Direct-contact heat transfer for process technologies*", Journal of Heat Transfer, 110, NOV, 1259-1270.

[31] JONON, F., VERGUET, A., (1986) "*Mesures de la teneur en oxydes d'azote des produits de combustion, en combustion submergée lors d'une montée en température du bain*", note technique - Gaz de France - direction des études et techniques nouvelles, La Plaine Saint-Denis.

[32] KASTANEK, F., STANDART, G., (1967) "*Efficiency of large distillation trays*", Separation Science, 2, 4, 439-450.

[33] KISSEL, R., (1989) "*Combustion et fours industriels en technologies gazières*", GMEC, Montréal.

[34] KOLEV, N., SEMKOV, K., DARAKCHIEV, R., 1996 "*Mathematical modeling of heat and mass transfer in packed bed column*", New Developments in Separation Processes associated with process industries, biotechnology and environmental protection, European Federation of Chemical Engineering, working party of distilation, absorption and extraction, mai 29-31, 32-44.

[35] KREITH, F., BOEHM, R.F., (1988) "*Direct-contact heat transfer*", Hemisphere, New-York.

[36] LUDELL, brochures publicitaires sur les chauffe-eau à contact direct, Milwaukee, WI.

[37] LUDELL, (1986) "*Direct-contact water heating*", Industrial Launderer, SEPT, 20-22.

[38] McCABE, W.L., SMITH, J.C., HARRIOTT, P., (1993) *"Unit operations of chemical engineering"*, 5e édition, McGraw-Hill, New-York.

[39] MELLICHAMP, D.A., (1983) *"Real-time computing: with applications to data acquisition and control"*, VNR.

[40] MERSMANN, A., DEIXLER, A., 1986 "Packed columns", Ger. Chem. Eng., 9, 265-276.

[41] MEUNIER, P.B., (1995) "*Droit québécois de l'environnement*", Yvon Blais, Cowansville, Qué.

[42] MICKLEY, H.S., SHERWOOD, T.K., REED, C.E., (1957) "*Applied mathematics in chemical engineering*", McGraw-Hill, New-York.

[43] MIYAHARA, T., OGAWA, K., NAGANO, Y., HIRADE, A., TAKAHASHI, T., (1992) "*Flow dynamics in low height packed column having large fractional void space*", Chem. Eng. Sci., 47, 13/14, 3323-3330.

[44] OPPENHEIM, A.V., SCHAFER, R.W., (1975) "*Digital signal processing*", Prentice-Hall, Englewood Cliffs, New-Jersey.

[45] PERRY, R.H., GREEN, D.W., (1984) "Perry's chemical engineers' handbook", 6e édition, Mc Graw-Hill, New-York.

[46] QUICK WATER, brochures publicitaires sur les chauffe-eau à contact direct, Tulsa, OK.

[47] RAO, K.R., (1993) "*Prediction of liquid film mass transfer coefficient in packed columns using liquid holdup*", Can. J. Chem. Eng., 71, 685-688.

[48] REID, C.R., PRAUSNITZ, J.M., POLING, B.E., (1987) "*The properties of gases & liquids*", 4e édition, McGraw-Hill, New-York.

[49] REUTHER, J.J., BILLICK, I.H., (1995) "*Measurement, modeling and mitigation of oxydes-of-nitrogen emissions from gas-appliance flames*", International Gas Research Conference, 280-289.

[50] ROY, R.P., CHOUDHURY, I.A., VELIDANDLA, V., KALRA, S.P., (1992) "*Local measurements in the two-phase region of subcooled boiling flow*", HTD, 197 (ASME), 55-62.

[51] SCIPIO, L.A., (1931) "*Development of a direct-contact water heater*", Purdue Engineering Experiment Station - Research Series, 38, 44-45.

[52] SHERWOOD, T.K., PIGFORD, R.L., WILKE, C.R., (1975) "Mass transfer", McGraw-Hill, New-York.

[53] STAUDINGER, J., KNOCKE, W.R., RANDALL, C.W., (1990) "*Evaluating the Onda mass transfer correlation for the design of packed-column air stripping*", Journal AWWA, Research and Technology, JANV, 73-79.

[54] THORN, W.F., (1985) "*Waste heat recovery from stacks using direct-contact condensing heat exchange*", The 76th Annual Technical Conference & Exposition of the International District Heating & Cooling Association, Minneapolis, 2-6 JUIN.

[55] TREYBAL, R.E., (1987) "*Mass-transfer operations*", 3e édition, McGraw-Hill, New-York.

[56] TURKOGLU, H., FAROUK, B., (1990) "*Volume fraction, bubble frequency and temperature measurements in gas injected liquid baths*", Winter Annual Meeting of the American Society of Mechanical Engineers, Dallas, 25-30 NOV, 31-37.

[57] VON STOCKAR, U., CEVEY, P.F., (1984) "*Influence of physical properties of the liquid on axial dispersion in packed columns*", Ind. Eng. Chem. Process Des. Dev., 23, 717-724.

[58] WOODBURN, E.T., (1974) "*Gas phase axial mixing at extremely high irrigation rates in a large packed absorption tower*", AIChE Journal, 20, 5, 1003-1009.

[59] WOODS, D.R., (1995) "*Process design and engineering practice*", PTR Prentice Hall, Englewood Cliffs, New-Jersey.

ANNEXE I
DIMENSIONNEMENT DE LA PAVE

Conditions d'opération

Les conditions d'opérations ont été choisies pour donner une efficacité globale de l'unité de 84%. Comme la méthode de dimensionnement utilisée est conservatrice et qu'en plus, un facteur de sécurité supplémantaire est appliqué lors de la fabrication, l'efficacité réelle de l'unité sera située au-dessus de 90% en tout temps.

a) évaporateur

air:	température à l'entrée	= 25°C
	humidité à l'entrée	= 50%RH (0,016 $mol_{H2O}/mol_{air\ sec}$)
	température à la sortie	= 65°C
	humidité à la sortie	= 0,3 $mol_{H2O}/mol_{air\ sec}$ (état de saturation)
	débit massique sec	= 329 $kg_{air\ sec}$ /hr
eau:	température à l'entrée	= 70°C
	température à la sortie	= 50°C
	débit volumique	= 30 l/min

b) condenseur

gaz*:	température à l'entrée	= 75°C
	humidité à l'entrée	= 0,6 $mol_{H2O}/mol_{gaz\ sec}$ (état de saturation)
	température à la sortie	= 60°C
	humidité à la sortie	= 0,2 $mol_{H2O}/mol_{gaz\ sec}$ (état de saturation)
	débit massique sec	= 337 $kg_{gaz\ sec}$ /hr

* Le courant gazeux est constitué des gaz provenant de la combustion du gaz naturel avec l'air sortant de l'évaporateur, une fois que ceux-ci sont passés dans le chauffe-eau.

eau:	température à l'entrée	= 50°C
	température à la sortie	= 70°C
	débit volumique	= 30 l/min

Section de colonne (A)

Le diamètre de colonne (D) a été fixé à **25,4 cm** (10") pour l'évaporateur ainsi que pour le condenseur. Ce choix a été fait conditionnellement à la vérification de la perte de charge, un fois le dimensionnement effectué.

La section est alors définie comme suit:

$$A = \frac{\pi D^2}{4}$$

$$A = \frac{\pi(0{,}254)^2}{4} = 0{,}0507\ m^2$$

Énergie totale transférée d'un courant à l'autre (q_T)

$$q_t = nCp\Delta T$$

où n = débit molaire d'une des phases (mol/s);
Cp = chaleur spécifique moyenne de cette phase (J/mol·°C);
ΔT = variation de température de cette phase lors du passage dans la colonne (°C).

a) évaporateur

Le calcul est fait avec la phase liquide:

$$q_t = \left[30\frac{l}{\min}\cdot\frac{1\min}{60s}\cdot\frac{1kg}{l}\cdot\frac{1mol}{18x10^{-3}kg}\right]\cdot 75{,}4\frac{J}{mol\cdot°C}\cdot(70°C-50°C)$$

$$q_T = 4{,}19x10^4\ J/s$$

b) condenseur

Dans le condenseur, la même quantité totale d'énergie est échangée car le débit d'eau est le même ainsi que la différence de température entre l'entrée et la sortie. Ainsi:

$$q_T = 4{,}19x10^4\ J/s$$

Énergie latente transférée d'un courant à l'autre (λ)

$$\lambda = A\cdot G_S\cdot|Y_{H_2O\ s} - Y_{H_2O\ e}|\cdot r_{H_2O}$$

où A = section de la colonne (m^2);
G_S = flux molaire de la phase gazeuse (base sèche) ($mol_{gaz\ sec}/m^2\cdot s$);
$Y_{H2O\ e}$ = concentration de vapeur d'eau en phase gazeuse à l'entrée de la colonne, en base sèche ($mol_{H2O}/mol_{gaz\ sec}$);
$Y_{H2O\ s}$ = concentration de vapeur d'eau en phase gazeuse à la sortie de la colonne, en base sèche ($mol_{H2O}/mol_{gaz\ sec}$);
r_{H2O} = chaleur d'évaporation (ou de condensation) de l'eau (J/mol).

a) évaporateur

$$\lambda = \left[329\frac{kg_{airsec}}{hr}\cdot\frac{1hr}{3600s}\cdot\frac{1mol}{28x10^{-3}kg}\right]\cdot\left(0{,}3\frac{mol_{H_2O}}{mol_{airsec}}-0{,}016\frac{mol_{H_2O}}{mol_{airsec}}\right)\cdot 43000\frac{J}{mol}$$

$$\lambda = 3{,}85x10^4\ J/s$$

b) condenseur

$$\lambda = \left[337\frac{kg_{gazsec}}{hr}\cdot\frac{1hr}{3600s}\cdot\frac{1mol}{28x10^{-3}kg}\right]\cdot\left(0{,}6\frac{mol_{H_2O}}{mol_{gazsec}}-0{,}2\frac{mol_{H_2O}}{mol_{gazsec}}\right)\cdot 42000\frac{J}{mol}$$

$$\lambda = 5{,}62x10^4\ J/s$$

La chaleur latente transférée serait alors plus importante que la chaleur totale transférée, ce qui est impossible en réalité. Le problème est que les paramètres ayant trait à la chaleur latente sont très sensibles pour des température de gaz au delà de 60°C, ce qui est le cas du condenseur. C'est pourquoi il est difficile d'obtenir une valeur précise pour le transfert d'énergie latente. Quoi qu'il en soit, dans le condenseur, la chaleur totale transférée est presque uniquement de la chaleur latente, ainsi, il est justifié de supposer que:

$$\lambda = q_T = 4{,}19x10^4\ J/s$$

LMTD

$$LMTD = \frac{(T_{courant\ chaud\ e} - T_{courant\ froid\ s}) - (T_{courant\ chaud\ s} - T_{courant\ froid\ e})}{\ln\left(\frac{T_{courant\ chaud\ e} - T_{courant\ froid\ s}}{T_{courant\ chaud\ s} - T_{courant\ froid\ e}}\right)}$$

où $T_{courant\ froid}$ = température du courant froid,
$T_{courand\ chaud}$ = température du courant chaud,
indice e = à l'entrée du système,
indice s = à la sortie du système.

a) évaporateur

$$LMTD = \frac{(70-65) - (50-25)}{\ln\left(\frac{70-65}{50-25}\right)} = 12{,}43$$

b) condenseur

$$LMTD = \frac{(75-70) - (60-50)}{\ln\left(\frac{75-70}{60-50}\right)} = 7{,}21$$

Coefficient volumique global de transfert de chaleur (Ka)

Lorsque le transfert de chaleur est dans le même sens que le transfert de masse (condensation ou évaporation):

$$\frac{1}{Ka} = \frac{1}{h_L a} + \frac{1}{\alpha h_G a}\left(\frac{q_T - \lambda}{q_T}\right)$$

où $h_L a$ = coefficient de transfert de chaleur en phase liquide ($J/s \cdot m^3 \cdot K$);

$h_G a$ = coefficient de transfert de chaleur en phase gazeuse ($J/s \cdot m^3 \cdot K$);

α = correction pour la diffusion de Stephan
= 1 pour un design conservateur.

avec

$$h_G a = 6000 F_G^{1,0} F_L^{0,2}$$

$$h_L a = 42000 F_G^{0,7} F_L^{0,5}$$

où F_G = flux massique moyen de la phase gazeuse ($kg/m^2 \cdot s$);
F_L = flux massique de la phase liquide ($kg/m^2 \cdot s$).

a) évaporateur

$$F_G = 329 \frac{kg_{airsec}}{hr} \cdot \left(1 + \frac{(0,016 + 0,3)}{2} \cdot \frac{18}{29}\right) \frac{kg_{airhumide}}{kg_{airsec}} \cdot \frac{1hr}{3600s} \cdot \frac{1}{0,0507m^2} = 1,98 \ kg/m^2 \cdot s$$

$$F_L = 30 \frac{l}{min} \cdot \frac{1min}{60s} \cdot \frac{1kg}{l} \cdot \frac{1}{0,0507m^2} = 9,86 \ kg/m^2 \cdot s$$

$$h_G a = 6000 \cdot (1,98)^{1,0} (9,86)^{0,2} = 18776 \ J/s \cdot m3 \cdot K$$

$$h_L a = 42000 \cdot (1,98)^{0,7} (9,86)^{0,5} = 212742 \ J/s \cdot m^3 \cdot K$$

$$\frac{1}{Ka} = \frac{1}{212742} + \frac{1}{18776}\left(\frac{41900 - 38500}{41900}\right)$$

$$Ka = 110836 \ J/s \cdot m^3 \cdot K$$

b) condenseur

$$F_G = 337\frac{kg_{gazsec}}{hr}\cdot\left(1 + \frac{(0,6+0,2)}{2}\cdot\frac{18}{28}\right)\frac{kg_{gazhumide}}{kg_{gazsec}}\cdot\frac{1hr}{3600s}\cdot\frac{1}{0,0507m^2} = 2,32\ kg/m^2\cdot s$$

$$F_L = 30\frac{l}{min}\cdot\frac{1min}{60s}\cdot\frac{1kg}{l}\cdot\frac{1}{0,0507m^2} = 9,86\ kg/m^2\cdot s$$

$$h_G a = 6000\cdot(2,32)^{1,0}(9,86)^{0,2} = 22000\ J/s\cdot m3\cdot K$$

$$h_L a = 42000\cdot(2,32)^{0,7}(9,86)^{0,5} = 237700\ J/s\cdot m^3\cdot K$$

$$\frac{1}{Ka} = \frac{1}{237700} + \frac{1}{22000}\left(\frac{41900-41900}{41900}\right)$$

$$Ka = 237700\ J/s\cdot m^3\cdot K$$

Hauteur de garnissage (H)

$$H = \frac{q_t}{A\cdot Ka\cdot LMTD}$$

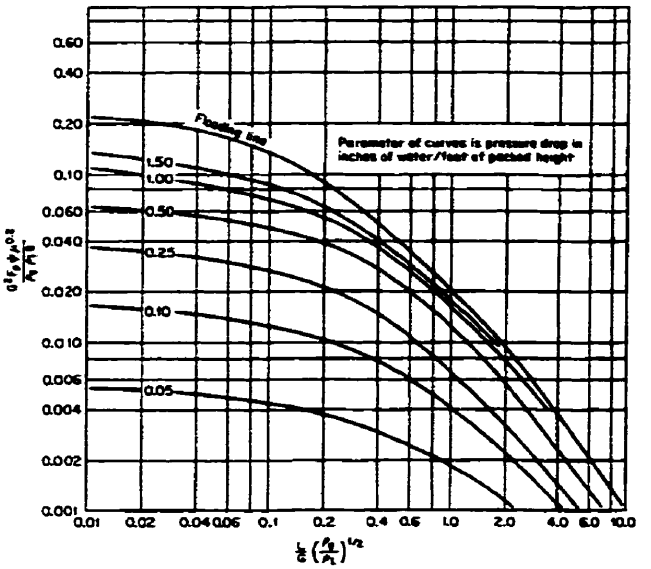
a) évaporateur

$$H = \frac{41900}{0,0507\cdot 110836\cdot 12,43} = 0,60\ m$$

b) condenseur

$$H = \frac{41\,900}{0{,}0507 \cdot 237\,700 \cdot 7{,}21} = 0{,}48\ m$$

Vérification de la perte de charge (ΔP)



où

L	= F_L = flux massique de la phase liquide (lbs/pi²·s);
G	= F_G = flux massique moyen de la phase gazeuse (lbs/pi²·s);
g	= accélération gravitationnelle = 32,2 pi/s²;
F_p	= facteur de garnissage ("packing factor") = 28 pi⁻¹ pour des anneaux de Pall de dimension nominale égale à 38,1 mm;
ψ	= ratio: densité de l'eau/densité du liquide = 1;
ρ_L, ρ_G	= densité moyenne du liquide, du gaz (lbs/pi³);
μ	= viscosité du liquide (cp).

a) évaporateur

$$L = 9{,}86\,kg/m^2 \cdot s = 2{,}02\,lbs/pi^2 \cdot s$$

$$G = 1{,}98 kg/m^2 \cdot s = 0{,}4 lbs/pi^2 \cdot s$$

ρ_L = 61,38 lbs/pi^3

ρ_G = 0,07 lbs/pi^3

μ = 0,47 cp

$$\frac{L}{G}\left(\frac{\rho_G}{\rho_L}\right)^{1/2} = \frac{2{,}02}{0{,}4}\left(\frac{0{,}07}{61{,}38}\right)^{1/2} = 0{,}17$$

$$\frac{G^2 F_p \psi \mu^{0,2}}{\rho_G \rho_L g} = \frac{0{,}4^2 \cdot 28 \cdot 1 \cdot 0{,}47^{0,2}}{0{,}07 \cdot 61{,}38 \cdot 32{,}2} = 0{,}03$$

$$\Delta P = 0{,}35\ po_{H_2O}/pi_{garnissage} = 0{,}3\ mm H_2O/cm_{garnissage}$$

b) **condenseur**

$$L = 9{,}86 kg/m^2 \cdot s = 2{,}02 lbs/pi^2 \cdot s$$

$$G = 2{,}32 kg/m^2 \cdot s = 0{,}5 lbs/pi^2 \cdot s$$

ρ_L = 61,38 lbs/pi^3

ρ_G = 0,06 lbs/pi^3

μ = 0,47 cp

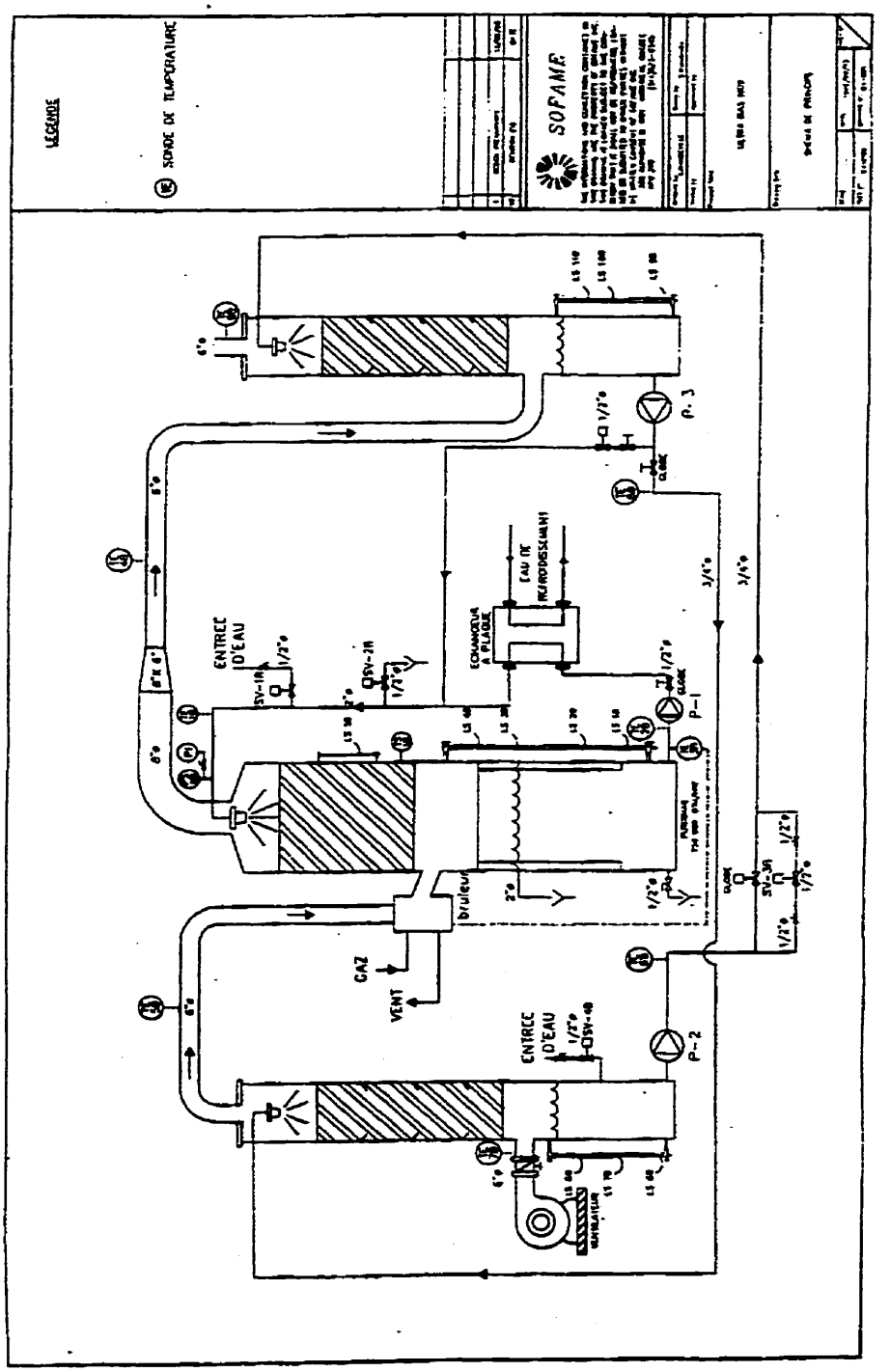
$$\frac{L}{G}\left(\frac{\rho_G}{\rho_L}\right)^{1/2} = \frac{2{,}02}{0{,}5}\left(\frac{0{,}06}{61{,}38}\right)^{1/2} = 0{,}13$$

$$\frac{G^2 F_p \psi \mu^{0,2}}{\rho_G \rho_L g} = \frac{0{,}5^2 \cdot 28 \cdot 1 \cdot 0{,}47^{0,2}}{0{,}06 \cdot 61{,}38 \cdot 32{,}2} = 0{,}05$$

$$\Delta P = 0{,}6\ po_{H_2O}/pi_{garnissage} - 0{,}5\ mm\,H_2O/cm_{garnissage}$$

ANNEXE II

SCHÉMA DE PRINCIPE DE L'UNITÉ EXPÉRIMENTALE



ANNEXE III

RENSEIGNEMENTS TECHNIQUES

Model "400" OVENPAK® Gas Burners **Page 2111**

+ 2105

2117

Capacities and Specifications
External Blower (EB) versions

EB-1 OVENPAK® Burner	Combustion and Cooling Air required	Differential Air Pressure (" wc)	3	4	5	6	8	9	10	11
		Volume (SCFM)	150	170	190	210	240	255	270	290
	Heat Releases (1000's Btu/hr)	Maximum Capacity	480	580	715	780	870	910	960	1000
		Minimum & pilot	60	60	60	60	60	60	60	60
		Pilot only	45	45	45	45	45	45	45	45
	Natural Gas differential pressures (" wc)	At burner inlet	2.1	3.4	5.1	6.1	7.6	8.3	9.2	10.0
		At burner gas test connection	2.0	3.1	4.7	5.6	7.0	7.6	8.5	9.2
	Flame Lengths	In still air	4" to 15" beyond end of discharge sleeve							

EB-2 OVENPAK® Burner	Combustion and Cooling Air required	Differential Air Pressure (" wc)	3	4	5	6	8	9	10	11
		Volume (SCFM)	220	250	280	310	355	375	395	415
	Heat Releases (1000's Btu/hr)	Maximum Capacity	750	980	1200	1230	1450	1500	1550	1600
		Minimum & pilot	60	60	60	60	70	70	75	80
		Pilot only	25	25	25	25	30	30	35	35
	Natural Gas differential pressures (" wc)	At burner inlet	3	5.2	7.8	9.5	11.3	12.1	12.9	13.8
		At burner gas test connection	2.5	4.2	6.3	7.7	9.2	9.8	10.5	11.2
	Flame Lengths	In still air	12" to 30" beyond end of discharge sleeve							

EB-3 OVENPAK® Burner	Combustion and Cooling Air required	Differential Air Pressure (" wc)	3	4	5	6	8	9	10	11
		Volume (SCFM)	350	405	455	495	575	615	650	675
	Heat Releases (1000's Btu/hr)	Maximum Capacity	1620	1980	2120	2320	2670	2840	3000	3150
		Minimum & pilot	80	85	105	115	130	140	150	155
		Pilot only	45	45	50	55	65	70	75	75
	Natural Gas differential pressures (" wc)	At burner inlet	4.1	5.6	7.0	8.3	11.0	12.5	13.9	15.4
		At burner gas test connection	1.6	2.2	2.8	3.3	4.4	5.0	5.6	6.2
	Flame Lengths	In still air	2 to 3 feet beyond end of discharge sleeve							

EB-4 OVENPAK® Burner	Combustion and Cooling Air required	Differential Air Pressure (" wc)	3	4	5	6	8	9	10	11
		Volume (SCFM)	550	635	710	775	895	950	1000	1050
	Heat Releases (1000's Btu/hr)	Maximum Capacity	2320	2880	3230	3500	3850	4150	4330	4600
		Minimum & pilot	100	115	130	140	160	170	180	190
		Pilot only	40	40	40	45	50	55	55	60
	Natural Gas differential pressures (" wc)	At burner inlet	2.5	3.7	4.9	5.8	7.4	8.1	8.8	10.0
		At burner gas test connection	1.9	2.8	3.7	4.3	5.5	6.1	6.6	7.5
	Flame Lengths	In still air	2-1/2 to 3-1/2 feet beyond end of discharge sleeve							

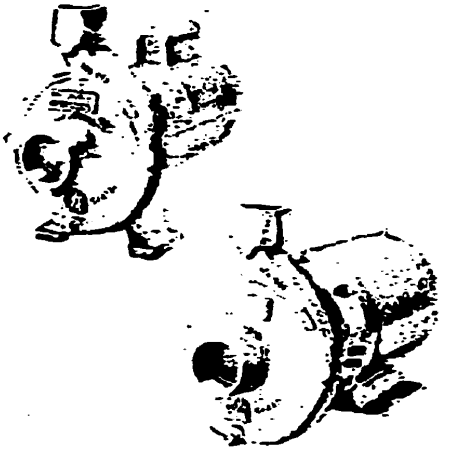
PRODUCT SPECIFICATION SHEET

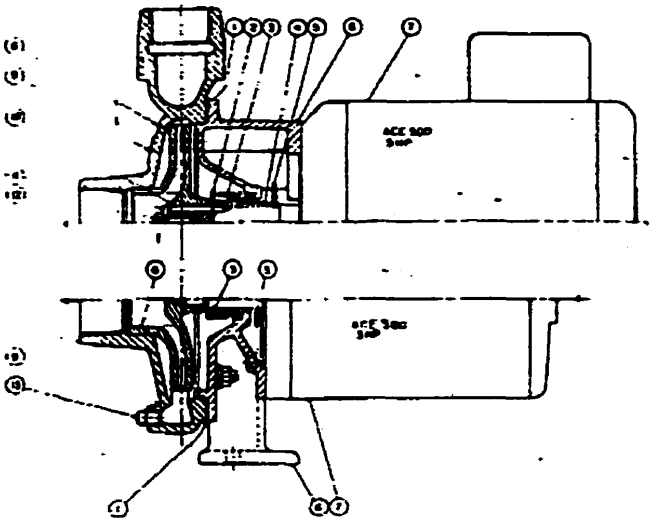
ACE 300 & 500

End Suction Centrifugal Pump

Bulletin No: 05.2B3-0
Supercedes: New

Pompe du chauffe-eau

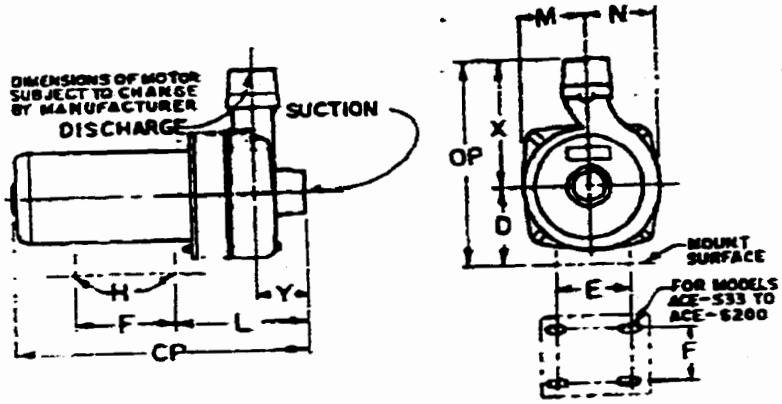




PUMP SPECIFICATIONS:

Suction:	2" NPT
Discharge:	1 1/2" NPT
(1) Gasket:	Neoprene
(2) Spring Holder:	ACE 500 only – MS - 7
(3) Mechanical Seal:	ACE 300 – 5/8" dia., Water lubricated, self-adjusting, Buna-N bellows, molded phenolic face, ceramic seat, brass retainer, stainless steel spring. ACE 500 – 1 1/4" Ø dia., Water lubricated, self-adjusting, neoprene bellows, molded phenolic face, ceramic seat, brass retainer, stainless steel spring.
(4) Sleeve:	ACE 500 only – MT1015/1018, 1 1/4" OD x Bwg zinc plated
(5) Flinger:	ACE 300 – Neoprene ACE 500 – Buna-N
(6) Adapter:	Grey cast iron ASTM 48, class 20
(7) Motor:	ACE 300 – 3 HP, 1 phase, 60 Hz, 230 V, 3450 RPM , s.s. shaft, dripproof, capacitor start, thermal overload protected, C-face jet pump motor. – 3 HP, 3 phase, 60 Hz, 208-230/460 V, 3450 RPM , s.s. shaft, dripproof, capacitor start, thermal overload protected. C-face jet pump motor. – 3 HP, 3 phase, 60 Hz, 575 V, 3450 RPM , s.s. shaft, dripproof, capacitor start, thermal overload protected, C-face jet pump motor. ACE 500 – 5 HP, 1 phase, 60 Hz, 230 V, 3450 RPM ,dripproof, capacitor start, thermal overload protected, 184 JM Frame motor. – 5 HP, 3 phase, 60 Hz, 208-230/460 V, 3450 RPM , dripproof, capacitor start, thermal overload protected, 184 JM Frame motor. – 5 HP, 3 phase, 60 Hz, 575 V, 3450 RPM , capacitor start, thermal overload protected, 184 JM Frame motor.
(8) Impeller:	Closed type, 6 vanes, grey iron, ASTM 48, class 20
(9) Casing:	Grey iron, ASTM 48, class 30.
(10) Key:	ACE 500 only – Cold Finished 1018/1020
(11) Collar (impeller washer):	Cold Finished 1018/1020.
(12) Bolt:	3/8 UNC x 3/4
(13) Drain Plug:	1/4" NPT

DIMENSION INFORMATION



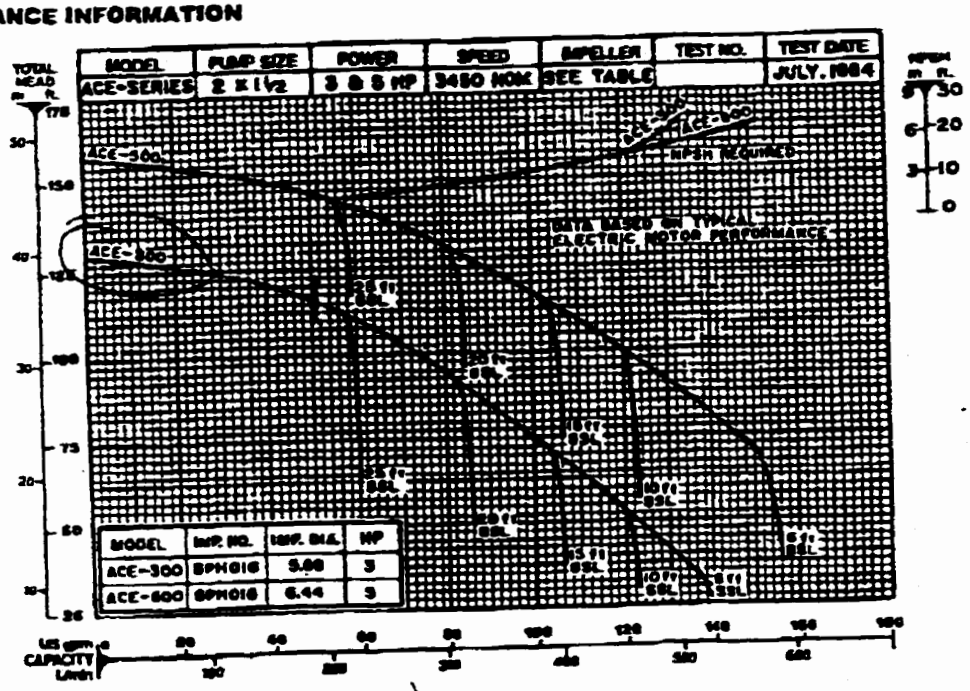
DIMENSIONS IN INCHES

MODEL	NATIONAL PIPE THREAD SUCT.	NATIONAL PIPE THREAD DISCH.	CP	D	INFORMATION FOR MOUNTING E	F	H 4 SLOTS	H 2 HOLES	H 4 HOLES	L	M	N	OP	X	Y
ACE-300	2	1 1/2	17.25	5.44	5.75	*	–	7/16		4.90	4.12	4.68	12.52	7.09	3.25
ACE-500	2	1 1/2	19.00	4.50	7.50	5.50	–	–	3.8	8.79	4.12	4.68	11.59	7.09	3.25

DIMENSIONS IN MILLIMETRES

ACE-300	2	1 1/2	438	138	146	*	–	11		124	105	119	318	180	83
ACE-500	2	1 1/2	483	114	190	140	–	–	9.5	223	105	119	294	180	83

PERFORMANCE INFORMATION



MONARCH INDUSTRIES

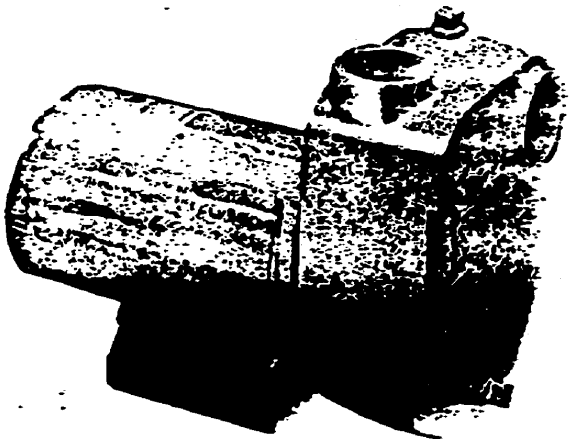
PRODUCT SPECIFICATION SHEET

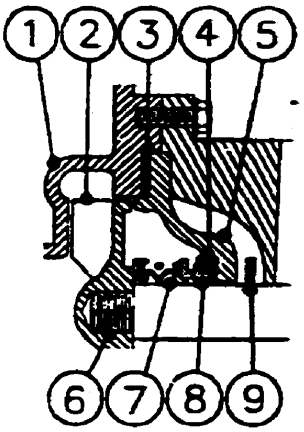
BSE-S33 TO BSE-S200

With Square Flange Motors

Bulletin No: 05.13B1-0
Supercedes:05.11B1-0

Pompe de chaque Tour



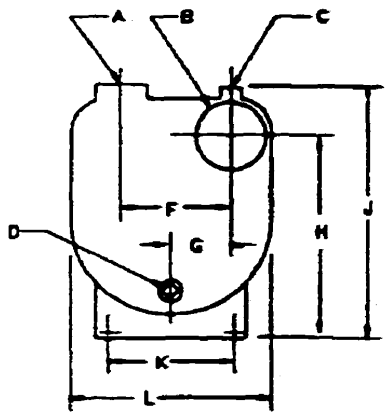


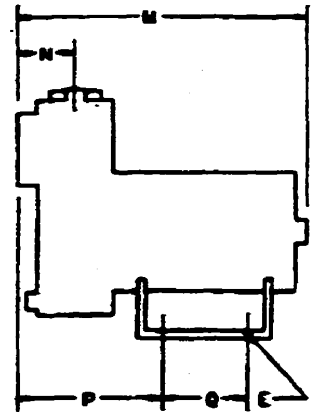
PUMP SPECIFICATIONS:

(1) Casing:	Cast iron ASTM 48, class 30
(2) Impeller:	4 Vane, semi-open, heat treated cast iron
(3) Gasket:	Anchor Hydroll
(4) Cup for Seal Seat:	Rubber
(5) Seal Plate:	Cast iron ASTM 48, class 30
(6) Motor:	BSE-S33 – 1/3 HP, 1 phase, 60 Hz, 115 V, 3450 RPM, dripproof, square flange jet pump motor, carbon steel shaft
	BSE-S50 – 1/2 HP, 1 phase, 60 Hz, 115/230 V, 3450 RPM, dripproof, square flange jet pump motor, stainless steel shaft
	BSE-S75 – 3/4 HP, 1 phase, 60 Hz, 115 V/230 V, 3450 RPM, dripproof, square flange jet pump motor, stainless steel shaft
	BSE-S100 – 1 HP, 1 phase, 60 Hz, 115 V/230 V, 3450 RPM, dripproof, square flange jet pump motor, stainless steel shaft
	BSE-S150 – 1 1/2 HP, 1 phase, 60 Hz, 115 V/230 V, 3450 RPM, dripproof, square flange jet pump motor, stainless steel shaft
	BSE-S200 – 2 HP, 1 phase, 60 Hz, 115 V/230 V, 3450 RPM, dripproof, square flange jet pump motor, stainless steel shaft
(7) Mechanical Seal:	5/8" dia., Water lubricated, self-adjusting, Buna-N bellows, molded phenolic face, brass retainer, stainless steel spring
(8) Seat for Seal:	Ceramic
(9) Flinger:	Neoprene

MONARCH INDUSTRIES

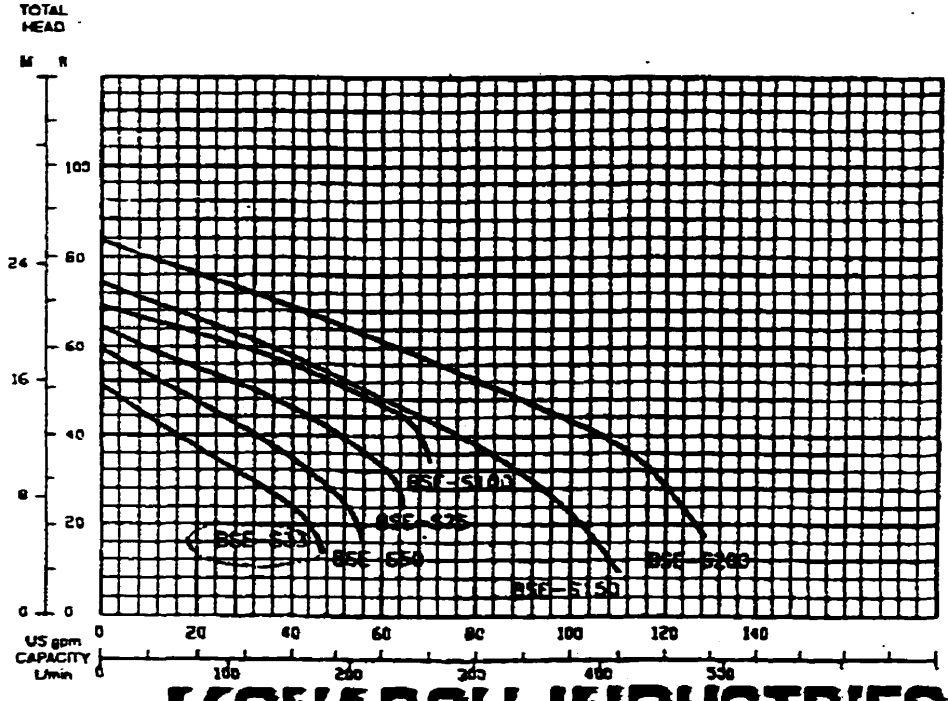
DIMENSION INFORMATION





DIMENSIONS ARE IN INCHES															
MODEL	Discharge A NPT	Suction B NPT	Priming C NPT	Drainage D NPT	Mounting E Bolts	F	G	H	J	K	L	M	N	P	Q
BSE-S33	1 1/4	1 1/4	3/4	3/4	5/8x11	4	3	7.75	14	4.88	7.5	14.6	3.10	8.85	3
BSE-S50	1 1/4	1 1/4	3/4	3/4	5/8x11	4	3	7.75	14	4.88	7.5	14.6	3.10	8.85	3
BSE-S75	1 1/2	1 1/2	3/4	3/4	5/8x11	4	3	7.75	14	4.88	7.5	15.4	3.10	8.85	3
BSE-S100	1 1/4	1 1/2	3/4	3/4	5/8x11	4	3	7.75	14	4.88	7.5	16.8	3.10	8.85	3
BSE-S150	2	2	3/4	3/4	5/8x11	5.25	3.12	8.88	11.12	4.88	8.5	18.5	3.10	7.37	3
BSE-S200	2	2	3/4	3/4	5/8x11	4.25	3.12	8.88	11.12	4.88	8.5	17.2	3.10	7.37	3
DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS															
BSE-S33					11x24	102	81	197	356	124	191	371	81	225	76
BSE-S50					11x24	102	81	197	356	124	191	371	81	225	76
BSE-S75					11x24	102	81	197	356	124	191	391	81	225	76
BSE-S100					11x24	102	81	197	356	124	191	401	81	225	76
BSE-S150					11x24	133	84	216	282	124	216	437	81	187	76
BSE-S200					11x24	108	84	216	282	124	216	437	81	187	76

PERFORMANCE INFORMATION



MONARCH INDUSTRIES

PRINTED IN CANADA

The New York Blower Company

PERFORMANCE CURVE

To determine Performance at another RPM multiply
CFM = K
SP = K²
BHP = K³
where K is new RPM divided by RPM shown at right.

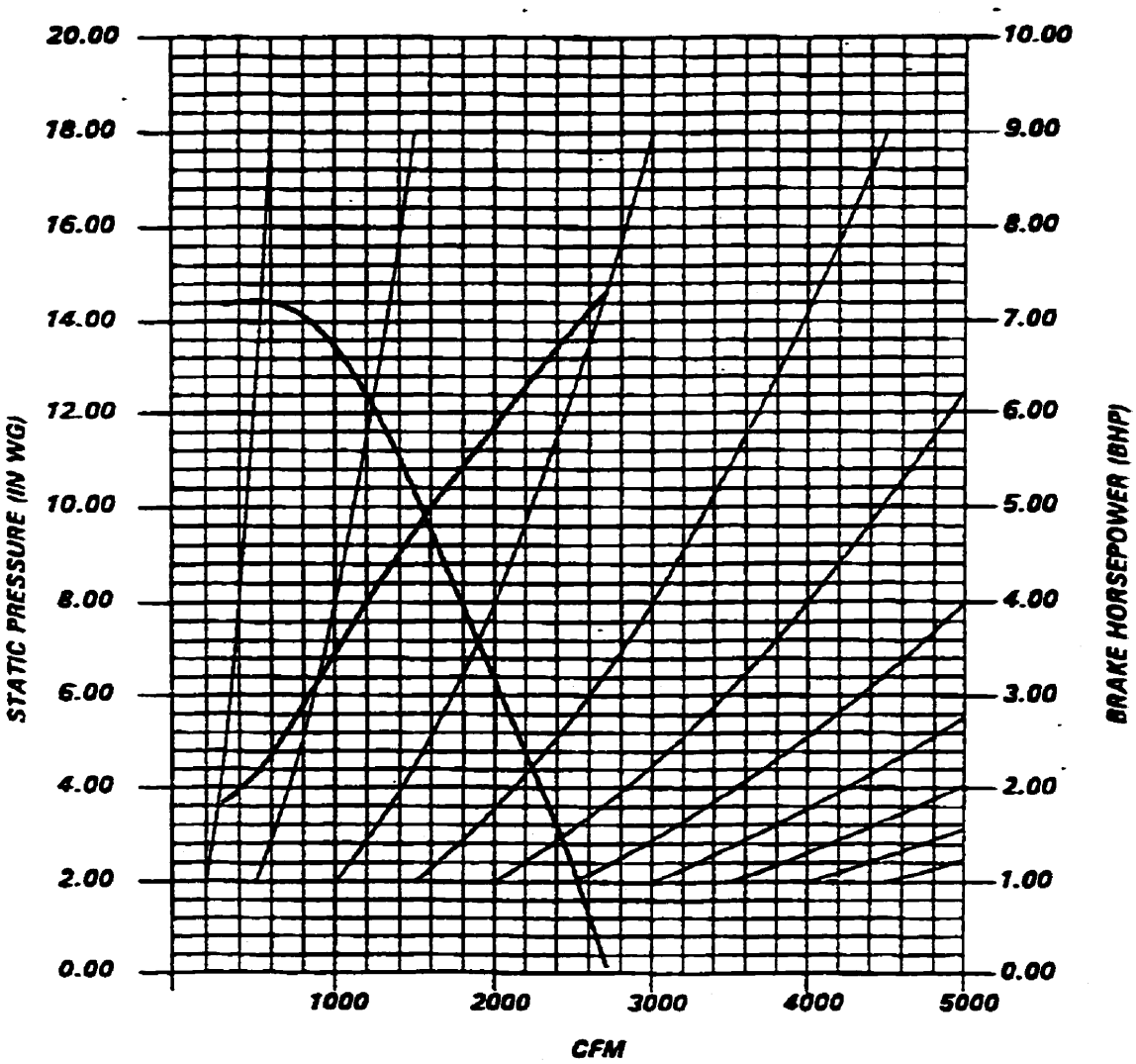
CUST. NO : 3433-0196
CUSTOMER : SOFANE INC
TAGGING :
FAN TYPE : Compact GI
FAN SIZE : 146
CFM :
SP :
RPM : 3500
BHP :

CAPACITY TYPE: STD
TEMP : 70 deg F
DENS : 0.075 LB/FT³

DATE : Aug 21 1996

FILE : N11609 - 100 BKW

PERFORMANCE OPTIONS :



ANNEXE IV

CARACTÉRISTIQUES PHYSIQUES

Physical Properties of Water

Temperature of Water t Degrees Celsius	Saturation Pressure p^s Bar Absolute	Specific Volume $v \times 10^3$ Cubic Decimetres per Kilogram	Density ρ Kilograms per Cubic Metre
.01	.006112	1.0002	999.8
5	.008719	1.0001	999.9
10	.012271	1.0003	999.7
15	.017041	1.0010	999.0
20	.023368	1.0018	998.2
25	.031663	1.0030	997.0
30	.042418	1.0044	995.6
35	.056217	1.0060	994.0
40	.073750	1.0079	992.2
45	.09582	1.0099	990.2
50	.12335	1.0121	988.0
55	.15740	1.0145	985.7
60	.19919	1.0171	983.2
65	.25008	1.0199	980.5
70	.31160	1.0228	977.7
75	.38547	1.0258	974.8
80	.47359	1.0290	971.8
85	.57803	1.0324	968.6
90	.70109	1.0359	965.3
95	.84526	1.0396	961.9
100	1.01325	1.0435	958.3
110	1.4326	1.0515	951.0
120	1.9853	1.0603	943.1
130	2.7012	1.0697	934.8
140	3.6136	1.0798	926.1
150	4.7597	1.0906	916.9
160	6.1805	1.1021	907.4
170	7.9203	1.1144	897.3
180	10.0271	1.1275	886.9
190	12.552	1.1415	876.0
200	15.551	1.1565	864.7
225	25.504	1.1992	833.9
250	39.776	1.2512	799.2
275	59.49	1.3168	759.4
300	85.92	1.4036	712.5
325	120.57	1.5289	654.1
350	165.37	1.741	574.4
374.15	221.20	3.170	315.5

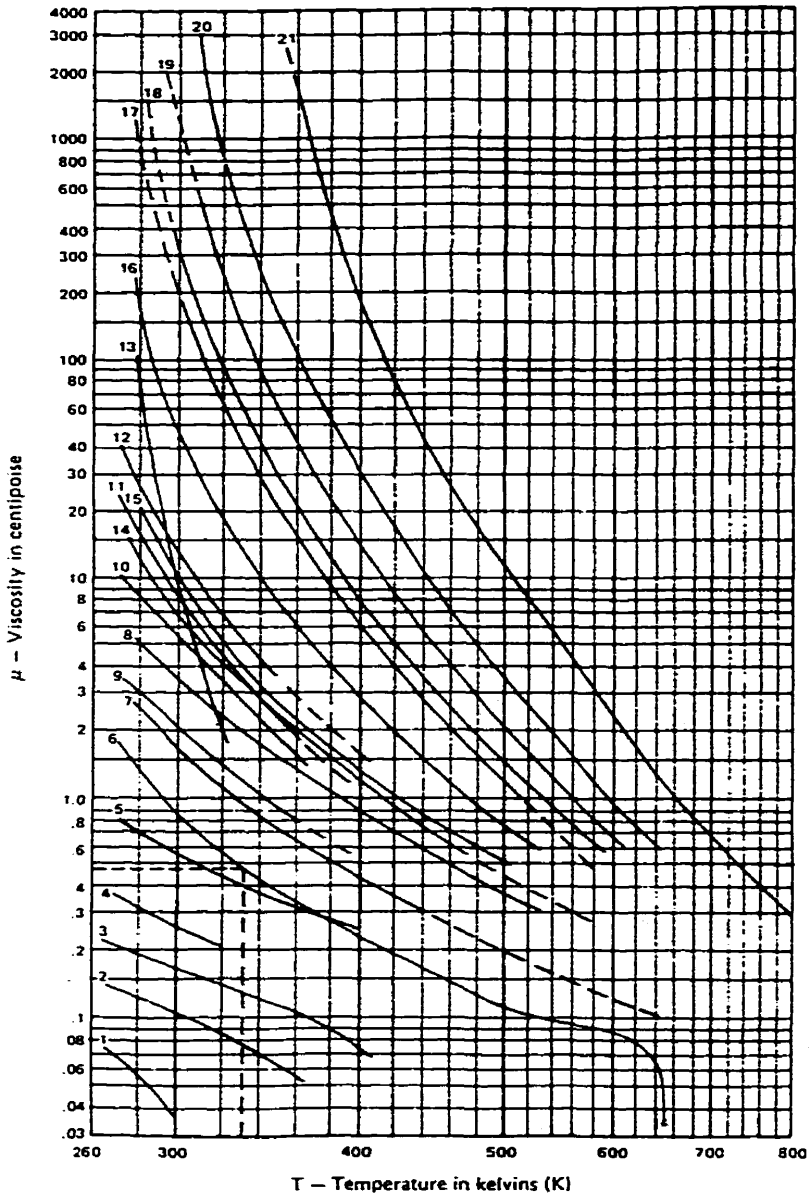
To convert Specific Volume from cubic decimetres per kilogram (dm^3/kg) to cubic metres per kilogram (m^3/kg) divide values in table by 10^3.

To convert Density from kilograms per cubic metre (kg/m^3) to kilograms per litre (kg/litre) divide values in table by 10^3.

Specific gravity of water at 15°C = 1.00.

Data on pressure and volume abstracted from UK National Engineering Laboratory "Steam Tables 1964" with permission of HMSO.

Viscosity of Water and Liquid Petroleum Products



1. Ethane (C_2H_6)
2. Propane (C_3H_8)
3. Butane (C_4H_{10})
4. Natural Gasoline
5. Gasoline
6. Water
7. Kerosene
8. Distillate
9. 48 Deg. API Crude
10. 40 Deg. API Crude
11. 35.6 Deg. API Crude
12. 32.6 Deg. API Crude
13. Salt Creek Crude
14. Fuel 3 (Max.)
15. Fuel 5 (Min.)
16. SAE 10 Lube (100 V.I.)
17. SAE 30 Lube (100 V.I.)
18. Fuel 5 (Max.) or Fuel 6 (Min.)
19. SAE 70 Lube (100 V.I.)
20. Bunker C Fuel (Max.) and M.C. Residuum
21. Asphalt

Adapted from data extracted from Bibliography references 8, 12 and 23

Example: Find the viscosity of water at 60°C
Solution: 60°C = 273 + 60 = 333 K
Viscosity of water at 333 K = 0.47 centipoise (curve 6)

Viscosity of Gases and Vapours

The curves for hydrocarbon vapours and natural gases in the chart at the upper right are adapted from data taken from Maxwell[15]; the curves for all other gases (except helium[17]) in the chart are based upon Sutherland's formula, as follows:

$$\mu = \mu_o \left(\frac{T_o + C}{T + C}\right)\left(\frac{T}{T_o}\right)^{3/2}$$

where:

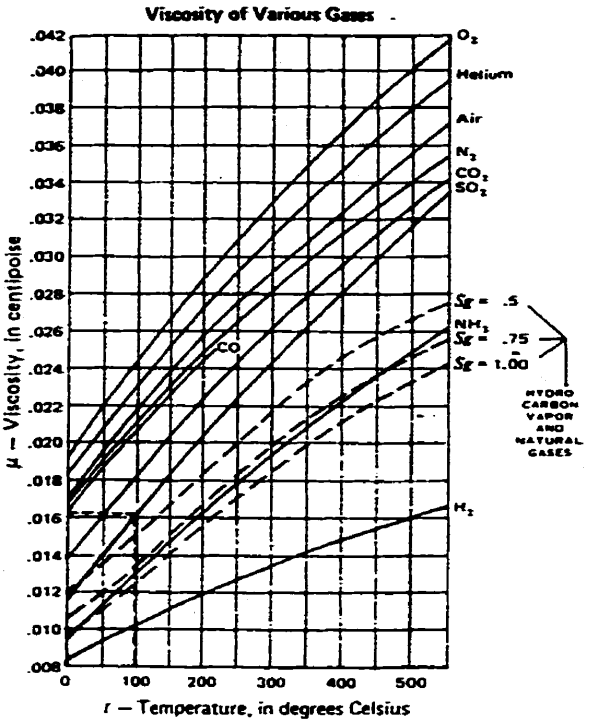
- μ = viscosity, in centipoise at temperature T.
- μ_o = viscosity, in centipoise at temperature T_o.
- T = absolute temperature, in Kelvin (273 + °C), for which viscosity is required.
- T_o = absolute temperature, in Kelvin, for which viscosity is known.
- C = Sutherland's constant.

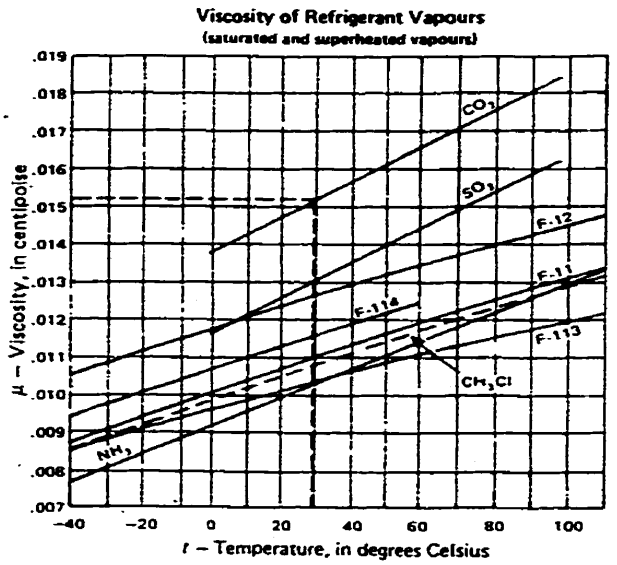
Note: The variation of viscosity with pressure is small for most gases. For gases given on this page, the correction of viscosity for pressure is less than 10 per cent for pressures up to 35 bar.

Fluid	Approximate Values of "C"
O_2	127
Air	120
N_2	111
CO_2	240
CO	118
SO_2	416
NH_3	370
H_2	72

Upper chart example: The viscosity of sulphur dioxide gas (SO_2) at 100°C is 0.0162 centipoise.

Lower chart example: The viscosity of carbon dioxide gas (CO_2) at about 30°C is 0.0152 centipoise.





Tension de surface de l'eau

La tension de surface de l'eau est interpolée ou extrapolée à l'aide des données suivantes:

Température de l'eau	Tension de surface
20 °C	0,07280 N/m
80 °C	0,06805 N/m

ANNEXE V

PROGRAMMATION À PARTIR DU LOGICIEL MATLAB

1) programme "model.m"

```
type = menu('phénomène rencontré', 'humidification+refroidissement',
'déshumidification+refroidissement', 'humidification+chauffage');

TLe = input('entrez la température de l''eau en haut de la colonne (K): ');

TGin = input('entrez la température du gaz à l''entrée de la colonne (K) : ');

YH2Oin = input ('entrez l''humidité absolue initiale (base sèche) du gaz (mol/mol
gaz sec) : ');

TLin = input ('entrez la température attendue pour le liquide au bas de la
colonne(K) : ')

testing = 0;
eauin = TLe;

while testing == 0

        [YH2Od,TGd,KGd,ad,Kad,hd,xd,YH2Oo,TLo,TGo] = douche(TLin,TGin,
                                                      YH2Oin);
        [ae,KG,Ka,h,x] = garn(YH2Oo,TLo,TGo,eauin,type);
        eauin = min(x(:,4));
        if abs(TLin - TGin) <= 0.5
                testing = 1;
        elseif (abs(eauin - TLe) > 1) & (eauin > TLe)
                TLin = TLin - 0.5;
        elseif (abs(eauin - TLe) > 1) & (eauin < TLe)
                TLin = TLin + 0.5;
        elseif abs(eauin - TLe) <= 1
                testing = 1;
        end
end
```

```
KGd
ad
YH2Od
TGd
Kad
hd,xd

ae
KG
Ka

plot (h,x(:,[1 4]))

end
```

2) programme "douche.m"

```
function [YH2Od,TGd,KGd,ad,Kad,hd,xd,YH2Oo,TLo,TGo] =
douche (TLin,TGin,YH2Oin);

global Kad Hd CpL LM YH2Od YH2Oin TGd GS

A = input ('entrez la section de la colonne (m2) : ');
NCH4 = input ('entrez le débit molaire de méthane au brûleur (mol/s) : ');
EA = input ('entrez l''excès d''air (fraction) : ');
TLmoyen = input ('entrez la température moyenne du liquide (K) : ');
VL = input ('entrez le débit volumique de liquide (m3/s) : ');
rhoL = input ('entrez la densité du liquide (kg/m3) : ');
ML = input('entrez la masse molaire du liquide (kg/m3) : ');
sigmaL = input ('entrez la tension de surface du liquide (N/m) : ');
CpL = input('entrez la chaleur spécifique du liquide (j/mol.K) : ');
TGattendue = input ('estimez la température du gaz dans la douche (K) : ');
rhoG = input ('entrez la densité du gaz (kg/m3) : ');
muG = input ('entrez la viscosité du gaz (Pa.s) : ');
MG = input ('entrez la masse molaire du gaz (kg/mol) : ');
P = input ('entrez la pression du système (Pa) : ');
YH2Oattendue = input ('estimez l''humidité absolue (base sèche) pour le gaz dans
la douche(mol/mol gaz sec) : ');
de = input ('entrez le diamètre équivalent des gouttelettes (m) : ');
Hd = input ('entrez la hauteur totale de zone de douche (m) : ');
```

```
g = 9.81;

GS = (NCH4 .* (8.52 + (9.52 .* EA))) ./ A;
UGS = 8.314 .* GS .* TGattendue ./ P;
L = VL./A;
LM = L .* rhoL ./ ML;
DG = 1.498e-6 .* TGattendue.^(1.81) .* (1./28 + 1./18).^(0.5) ./
        (126.*647).^(0.1405) ./ (90.^(0.4) + 56.^(0.4)).^2;
y = YH2Oattendue ./ (YH2Oattendue + 1);
CpGS = 29 + (0.2199E-2 .* (TGattendue - 273)) + (0.5723E-5 .* ((TGattendue -
        273).^2)) - (2.87E-9 .* ((TGattendue - 273).^3));
CpH2O = 33.46 + (0.688E-2 .* (TGattendue - 273)) + (0.7604E-5 .* ((TGattendue
        - 273).^2)) - (3.593E-9 .* ((TGattendue - 273).^3));
CpG = ((1 - y) .* CpGS) + (y .* CpH2O);

E = 1.030 - (0.062 .* de .* 1000);
e = (1 - E.^2).^(0.5);
AgsurAe = (1/(2 .* E.^(2./3))) .* (1 + (E.^2 ./ (2 .* e)) .* log((1 + e)/(1 - e)));
Ae = pi .* de.^2;
Ag = AgsurAe .* Ae;
Vg = pi .* (de.^3) ./6;

Eo = g .* (rhoL - rhoG) .* de.^2 ./ sigmaL;
M = g .* (muG.^4) .* (rhoL - rhoG) ./ ((rhoG.^2) .* (sigmaL.^3));
if (Eo <= 1.84) & (Eo >= 0.5)
        Re = 1.62 .* Eo.^(0.755) .* M.^(-0.25);
elseif  (Eo > 1.84) & (Eo <= 5.0)
        Re = 1.83 .* Eo.^(0.555) .* M.^(-0.25);
elseif  Eo > 5.0
        Re = 2.0 .* Eo.^(0.5) .* M.^(-0.25);
end
ut = Re .* muG ./ (de .* rhoG);

Pe = de .* ut ./ DG;
KGd = (DG ./ (AgsurAe .* de)) .* (2 ./ sqrt(pi)) .* Pe.^(0.5) .* (2 .* e^3 ./ (3 .* E .*
        (asin(e) - e.*E))).^(0.5);
ad = VL .* Ag ./ (Vg .* ut .* A);

code1 = 0;
code2 = 0;

while code1 == 0
```

```
[YH2Od] = humidity(ad,UGS,Hd,YH2Oin,TLmoyen,P,KGd);
while code2 == 0

        [TGd,Kad] =
        Tgaz(ad,KGd,YH2Od,YH2Oin,TGin,Hd,GS,P,MG,TLmoyen,CpG);

        T2 = 1 - (TGd./647.3);
        Pstar2 = 221.2 .* exp((1-T2).^(-1) .* (-7.76451.*T2 +
                1.45838.*T2.^(1.5) - 2.77580.*T2.^3 - 1.23303.*T2.^6));
        YH2Ostar2 = Pstar2 ./ ((P./100000) - Pstar2);

        if (YH2Od - YH2Ostar2) > 0.01
                YH2Od = YH2Ostar2;
        else
                code2 = 1;
        end
end
if TGd > TGin
        TGd = TGin;
end

T3 = 1 - (TGin./647.3);
Pstar3 = 221.2 .* exp((1-T3).^(-1) .* (-7.76451.*T3 + 1.45838.*T3.^(1.5) -
        2.77580.*T3.^3 - 1.23303.*T3.^6));
YH2Ostar3 = Pstar3 ./ ((P./100000) - Pstar3);

if (YH2Od - YH2Ostar3) > 0.01
        YH2Od = YH2Ostar3;
end

hd0 = 0;
hdf = 0.23;
xd0 = [TLin]';
tol = 0.001;
trace = 1;
[hd,xd] = ode23('essai2',hd0,hdf,xd0,tol,trace);

moyen = mean(xd);

if (abs(TLmoyen - moyen)) > 0.1
        TLmoyen = moyen;
```

```
        elseif (abs(TLmoyen - moyen)) <= 0.1
                code1 = 1;
        end
end

TLo = min(xd);
YH2Oo = YH2Od;
TGo = TGd;
```

2a) programme "humidity.m"

```
function [YH2Od] = humidity(ad,UGS,Hd,YH2Oin,TLmoyen,P,KGd)

YH2Otest2 = 0.05;
YH2Od = 0;

while (abs(YH2Otest2 - YH2Od)) > 0.005
YH2Otest2 = YH2Otest2 + 0.005;

T = 1 - (TLmoyen./647.3);
Pstar = 221.2 .* exp((1-T).^(-1) .* (-7.76451.*T + 1.45838.*T.^(1.5) - 2.77580.*T.^3
        - 1.23303.*T.^6));
YH2Ostar = Pstar ./ ((P./100000) - Pstar);

YH2Od = ((KGd .* ad .* Hd .* YH2Ostar)+(UGS .* YH2Oin))./(KGd.*ad.*Hd + UGS);
end
```

2b) programme "tgaz.m"

```
function [TGd,Kad] =
                tgaz(ad,KGd,YH2Od,YH2Oin,TGin,Hd,GS,P,MG,TLmoyen,CpG)

CpGSin = 29 + (0.2199E-2 .* (TGin - 273)) + (0.5723E-5 .* ((TGin - 273).^2)) -
        (2.87E-9 .* ((TGin - 273).^3));
CpH2Oin = 33.46 + (0.688E-2 .* (TGin - 273)) + (0.7604E-5 .* ((TGin - 273).^2))
        - (3.593E-9 .* ((TGin - 273).^3));
yin = YH2Oin ./ (YH2Oin + 1);
CpGin = ((1 - yin) .* CpGSin) + (yin .* CpH2Oin);
```

```
Kad = KGd .* ad .* P .* MG .* CpG;
TGd = ((Kad .* Hd .* TLmoyen ./ GS) + (TGin .* (1 + YH2Oin) .* CpGin)) ./ ((Kad
        .* Hd ./ GS) + (CpG .* (1 + YH2Od)));
```

2c) programme "essai2.m"

```
function xddot = essai2(hd,xd)

global Kad Hd CpL LM YH2Od YH2Oin TGd GS

xddot = (- Kad .* (TGd - xd) ./ (CpL .* LM)) - (GS .* 43000 .* (YH2Oin - YH2Od) ./
        (CpL .* LM .* Hd));
```

3) programme "garn.m"

```
function [ae,KG,Ka,h,x] = garn(YH2Oo,TLo,TGo,eauin,type);

A = input ('entrez la section du chauffe-eau (m2) : ');
NCH4 = input ('entrez le débit molaire de méthane au brûleur (mol/s) : ');
EA = input ('entrez l''excès d''air (fraction) : ');
TLtest = eauin;
VL = input ('entrez le débit volumique de liquide (m3/s) : ');
rhoL = input ('entrez la densité du liquide (kg/m3) : ');
muL = input ('entrez la viscosité du liquide (Pa.s) : ');
sigmaL = input ('entrez la tension de surface du liquide (N/m) : ');
sigmac = input ('entrez la tension de surface critique du garnissage (N/m) : ');
ML = input ('entrez la masse molaire du liquide (kg/mol) : ');
CpL = input ('entrez la chaleur spécifique du liquide (j/mol.K) : ');
TG = input ('entrez la température moyenne du gaz dans le garnissage (K) : ');
rhoG = input ('entrez la densité du gaz (kg/m3) : ');
muG = input ('entrez la viscosité du gaz (Pa.s) : ');
MG = input ('entrez la masse molaire moyenne du gaz dans le garnissage(kg/mol);
P = input ('entrez la pression du système (Pa) : ');
YH2O = input ('entrez l''humidité absolue moyenne attendue(base sèche) du gaz
        dans le garnissage (mol/mol gaz sec) : ');
d = input ('entrez la dimension nominale du garnissage (m) : ');
a = input ('entrez la surface spécifique du garnissage (m-1) : ');
H = input ('entrez la hauteur totale de garnissage (m) : ');
```

```
g = 9.81;

GS = (NCH4 .* (8.52 + (9.52 .* EA))) ./ A;
L = VL ./ A;
LM = L .* rhoL ./ ML;

x = zeros(123,4);
x(1,1) = TGo;
x(1,2) = YH2Oo;
x(1,3) = 0;
x(1,4) = TLo;
h = (0:0.01:1.22)';
dh = 0.01;
code = 0;

Ttest = 1 - (TLtest./647.3);
pvapeurtest = 221.2 .* exp((1-Ttest).^(-1) .* (-7.76451.*Ttest +
        1.45838.*Ttest.^(1.5) - 2.77580.*Ttest.^3 - 1.23303.*Ttest.^6));
YH2Otest = pvapeurtest/((P./100000) - pvapeurtest);

while code == 0
        UGS = 8.314 .* GS .* TG ./ P;
        UG = UGS .* (1 + YH2O);
        DG = 1.498e-6 .* TG.^(1.81) .* (1./28 + 1./18).^(0.5) ./ (126.*647).^(0.1405)
                ./ (90.^(0.4) + 56.^(0.4)).^2;
        qT = VL .* rhoL .* CpL .* (TLo - TLtest) ./ ML;
        lambda = A .* GS .* (YH2Oo - YH2Otest) .* 43000;
        if lambda > qT
                lambda = qT;
        end

        [ae,Box,Ka,KG] =
                para1(muL,L,rhoL,g,d,sigmaL,sigmac,a,H,GS,MG,LM,ML,qT,lamb
                da,DG,muG,rhoG,type);

        for i = 1:122
                j = i + 1;
                CpGS = 29 + (0.2199E-2 .* (x(i,1) - 273)) + (0.5723E-5 .* ((x(i,1) -
                        273).^2)) - (2.87E-9 .* ((x(i,1) - 273).^3));
                CpH2O = 33.46 + (0.688E-2 .* (x(i,1) - 273)) + (0.7604E-5 .* ((x(i,1)
                        - 273).^2)) - (3.593E-9 .* ((x(i,1) - 273).^3));
                k11 = - Ka .* (x(i,1) - x(i,4)) ./ (GS .* (CpGS + x(i,2) .* CpH2O));
```

```
k12 = - Ka .* ((x(i,1) + (k11.*dh./2)) - x(i,4)) ./ (GS .* (CpGS + x(i,2)
        .* CpH2O));
k13 = - Ka .* ((x(i,1) + (1./sqrt(2) - 0.5).*dh.*k11 + (1 -
        1./sqrt(2)).*dh.*k12) - x(i,4)) ./ (GS .* (CpGS + x(i,2) .*
        CpH2O));
k14 = - Ka .* ((x(i,1) - dh.*k12./sqrt(2) + (1 + 1./sqrt(2)).*dh.*k13) -
        x(i,4)) ./ (GS .* (CpGS + x(i,2) .* CpH2O));

x(j,1) = x(i,1) + ((dh./6) .* (k11 + (2 - sqrt(2)).*k12 + (2 + sqrt(2)).*k13
        + k14));

T1 = 1 - (x(i,4)./647.3);
pvapeur1 = 221.2 .* exp((1-T1).^(-1) .* (-7.76451.*T1 + 1.458
        38.*T1.^(1.5) - 2.77580.*T1.^3 - 1.23303.*T1.^6));
YH2Ostar1 = pvapeur1/((P./100000) - pvapeur1);

k21 = KG .* ae .* (YH2Ostar1 - x(i,2)) ./ UGS;
k22 = KG .* ae .* (YH2Ostar1 - (x(i,2) + (k21.*dh./2))) ./ UGS;
k23 = KG .* ae .* (YH2Ostar1 - (x(i,2) + (1./sqrt(2) - 0.5).*dh.*k21 +
        (1 - 1./sqrt(2)).*dh.*k22)) ./ UGS;
k24 = KG .* ae .* (YH2Ostar1 - (x(i,2) - dh.*k22./sqrt(2) + (1 +
        1./sqrt(2)).*dh.*k23)) ./ UGS;

x(j,2) = x(i,2) + ((dh./6) .* (k21 + (2 - sqrt(2)).*k22 + (2 + sqrt(2)).*k23
        + k24));

T2 = 1 - (x(j,1)./647.3);
pvapeur2 = 221.2 .* exp((1-T2).^(-1) .* (-7.76451.*T2 +
        1.45838.*T2.^(1.5) - 2.77580.*T2.^3 - 1.23303.*T2.^6));
YH2Ostar2 = pvapeur2/((P./100000) - pvapeur2);

if x(j,2) >= YH2Ostar2
        x(j,2) = YH2Ostar2;
end

k31 = (Box ./H) .* (-x(i,3) - (Ka .* (x(i,1) - x(i,4)) ./ (CpL .* LM)) + (GS
        .* 43000 .* (x(j,2) - x(i,2))./ (dh .* CpL .* LM)));
k32 = (Box ./H) .* (-(x(i,3) + (k31.*dh./2)) - (Ka .* (x(i,1) - x(i,4)) ./ (CpL
        .* LM)) + (GS .* 43000 .* (x(j,2) - x(i,2))./ (dh .* CpL .* LM)));
k33 = (Box ./H) .* (-(x(i,3) + (1./sqrt(2) - 0.5).*dh.*k31 +
        (1-1./sqrt(2)).*dh.*k32) - (Ka .* (x(i,1) - x(i,4)) ./ (CpL .* LM)) +
        (GS .* 43000 .* (x(j,2) - x(i,2))./ (dh .* CpL .* LM)));
```

```
            k34 = (Box ./H) .* (-(x(i,3) - dh.*k32./sqrt(2) + (1 + 1./sqrt(2)).*dh.*k33)
                - (Ka .* (x(i,1) - x(i,4)) ./ (CpL .* LM)) + (GS .* 43000 .* (x(j,2)
                - x(i,2))./ (dh .* CpL .* LM)));

            x(j,3) = x(i,3) + ((dh./6) .* (k31 + (2 - sqrt(2)).*k32 + (2 + sqrt(2)).*k33
                + k34));

            k41 = x(i,3);
            k42 = x(i,3);
            k43 = x(i,3);
            k44 = x(i,3);

            x(j,4) = x(i,4) + ((dh./6) .* (k41 + (2 - sqrt(2)).*k42 + (2 + sqrt(2)).*k43
                + k44));

        end

        meanTG = mean (x(:,1));
        meanYH2O = mean (x(:,2));

        if ((abs(TG - meanTG)) > 0.1) | ((abs(YH2O - meanYH2O)) > 0.1) |
        ((abs(x(123,4) - TLtest)) > 0.1) | ((abs(x(123,2) - YH2Otest)) > 0.1)

            TG = meanTG;
            YH2O = meanYH2O;
            TLtest = x(123,4);
            YH2Otest = x(123,2);

        elseif ((abs(TG - meanTG)) <= 0.1) & ((abs(YH2O - meanYH2O)) <= 0.1)
        & ((abs(x(123,4) - TLtest)) <= 0.1) & ((abs(x(123,2) - YH2Otest)) <= 0.1)

            code = 1;
        end
end
```

3a) programme "para1.m"

```
function [ae,Box,Ka,KG] =
        para1(muL,L,rhoL,g,d,sigmaL,sigmac,a,H,GS,MG,LM,ML,qT,lambda,DG,
        muG,rhoG,type,YH2O)
```

```
FG = GS.* (1 + YH2O) .* MG;
FL = LM .* ML;
Fr1 = (FL.^2) .* a ./ ((rhoL.^2) .* g);
Re1 = FL ./ (muL .* a);
We = (FL.^2) ./ (rhoL .* sigmaL .* 1000 .* a);
ae = a .* (1 - exp(-1.45 .* ((sigmac ./ sigmaL).^(0.75)) .* Re1.^(0.1) .* Fr1.^(-0.05)
        .* We.^(0.2)));
Re2 = (4 .* L .* rhoL) ./ (a .* muL);
Ga = (g .* rhoL.^2) ./ (a.^3 .* muL.^2);
Box = 0.655 .* Re2.^(0.38) .* Ga.^(-0.3) .* a .* H;
hLa = (32910 .* FG.^(0.31) .* FL.^(0.8));
hGa = (5310 .* FG.^(1.28) .* FL.^(0.26));
alpha = 1;

if type == 1
        Ka = ((qT - lambda) ./ (hLa .* qT) + (1 ./ (alpha .* hGa))).^(-1);
elseif type == 2
        Ka = ((1 ./ hLa) + ((qT - lambda) ./ (alpha .* hGa .* qT))).^(-1);
elseif type == 3
        Ka = ((1 ./ hLa) + ((qT - lambda) ./ (alpha .* hGa .* qT))).^(-1);
end

KG = a .* DG .* 5.23 .* (FG ./ (H .* a .* muG)).^(0.7) .* (muG ./ (rhoG .*
        DG)).^(0.33) .* (a .* d).^(-2);
```

ANNEXE VI

ERREUR SUR LA MESURE DE L'HUMIDITÉ

TO BE NOTED WHEN MEASURING HUMIDITY

It is essential in the measurement of humidity and especially in calibration that temperature equilibrium is reached. Even a small difference in temperature between the measured object and the sensor causes an error. If the temperature is +20 °C (+68 °F) and the relative humidity 50 %RH, a difference of ±1 °C between the measured object and the sensor causes an error of ±3 %RH. When the humidity is 90 %RH, the corresponding error is ±6 %RH.

The error is at its greatest when the sensor is colder or warmer than the surroundings and the humidity is high. A temperature difference of a few degrees can cause water to condense on the sensor surface. In an unventilated space evaporation may take hours; good ventilation accelerates evaporation. The Humicap sensor starts to function normally as soon as the water has evaporated. If the condensed water is contaminated, the life span of the sensor may shorten and calibration may change.

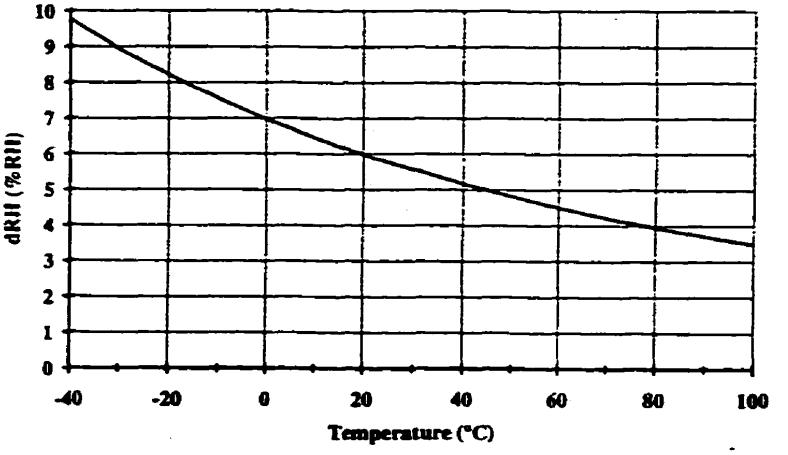
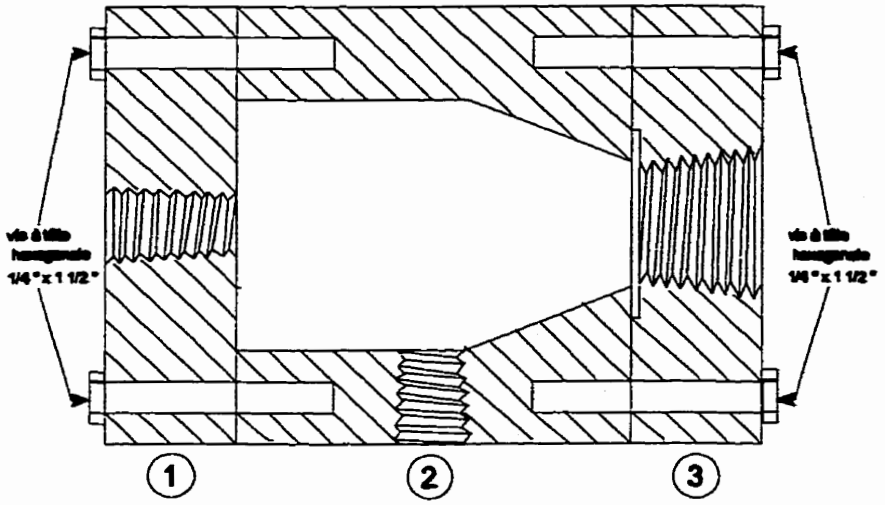


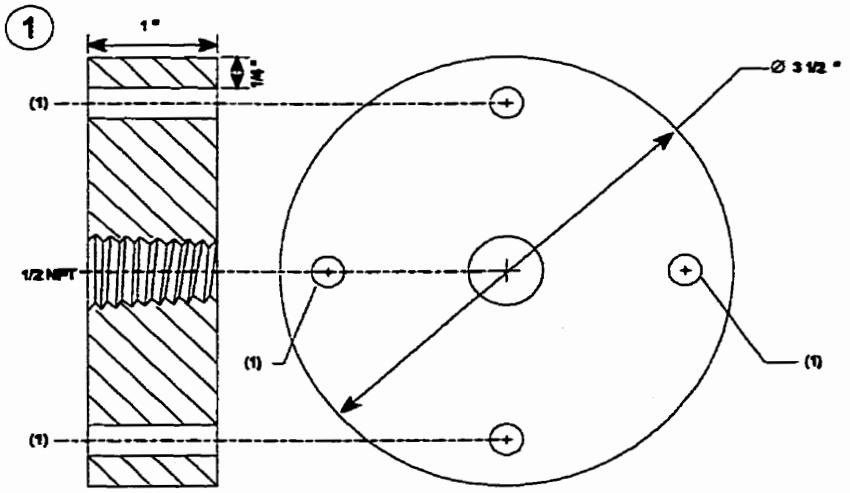
Fig. 2.1 Measurement error at 100 %RH when the difference between the ambient and sensor temperature is 1 °C

ANNEXE VII

FILTRE À GOUTTELETTES

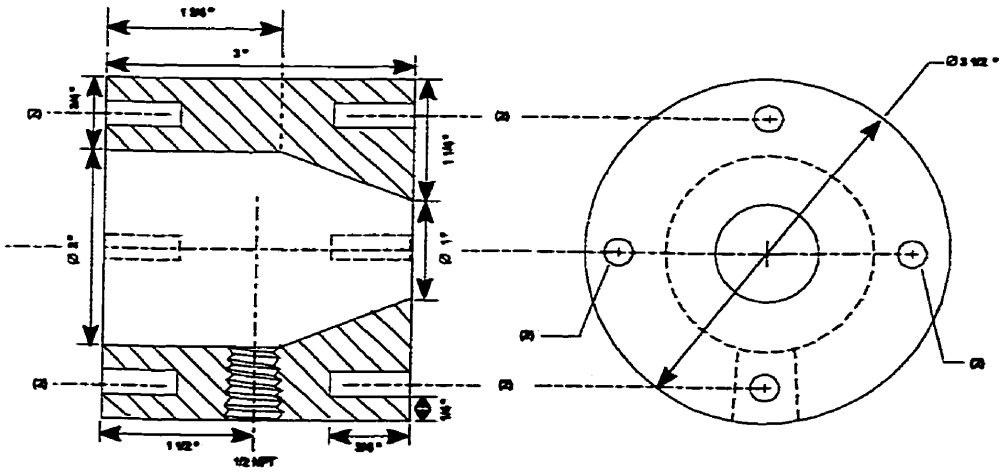


MATÉRIEL: SS 316



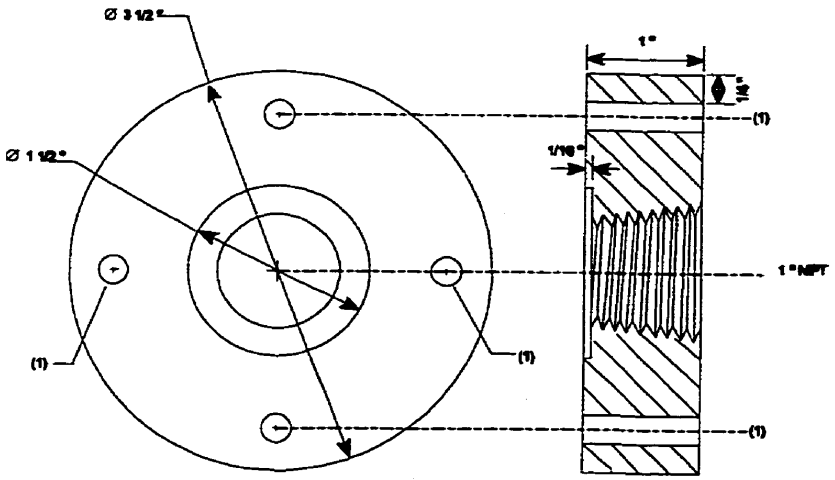
(1) : trou non fileté pour vis à tête hexagonale 1/4"

2



(2) : filetage pour vis à tête hexagonale 1/4"

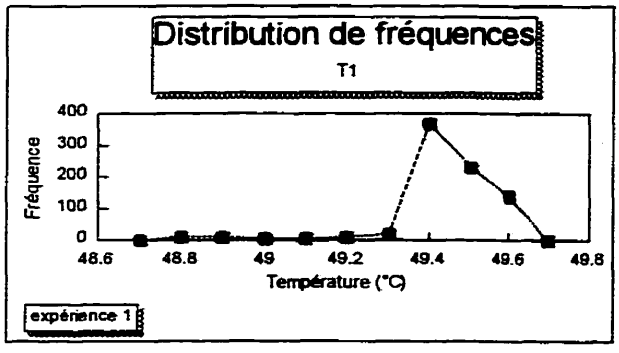
3

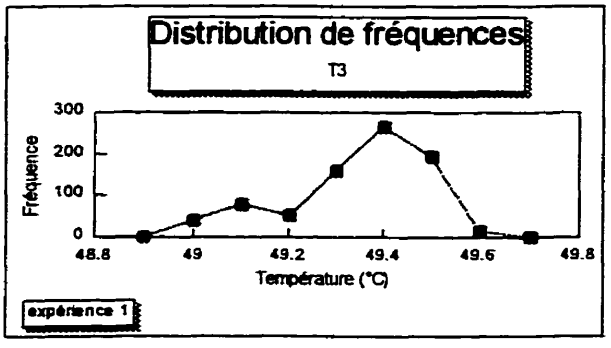


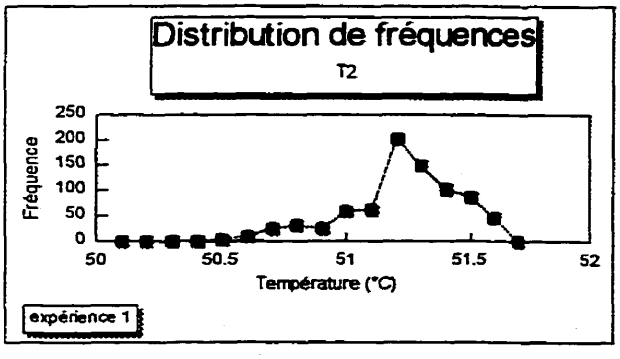
(1) : trou non fileté pour vis à tête hexagonale 1/4"

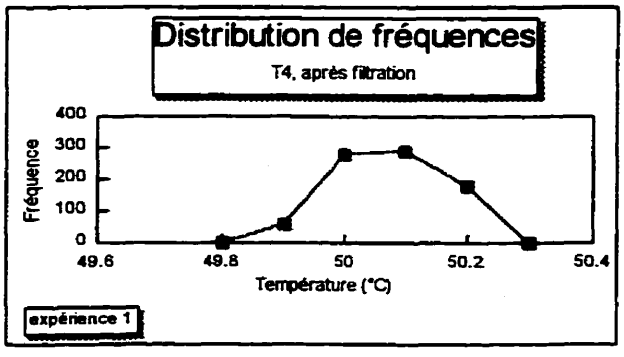
ANNEXE VIII
DISTRIBUTIONS DE FRÉQUENCES

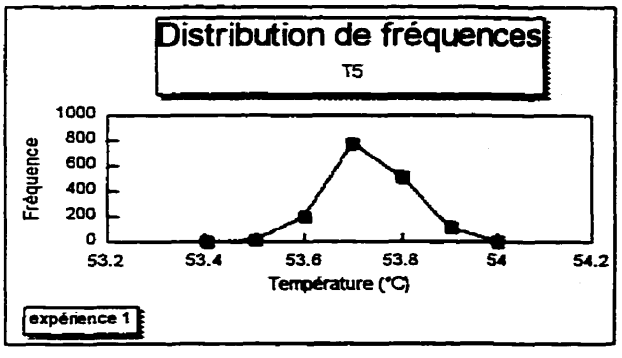
Série 1 - expérience 1

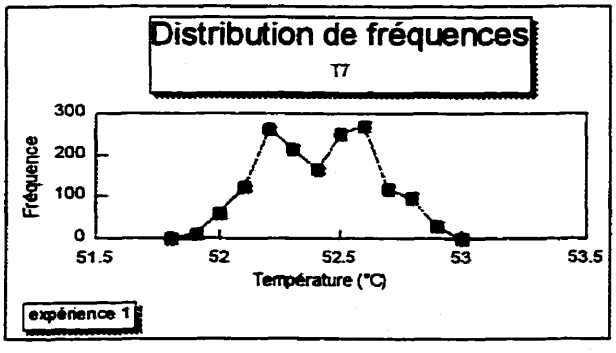


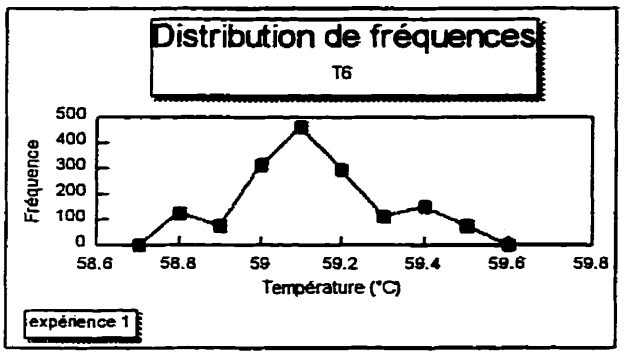


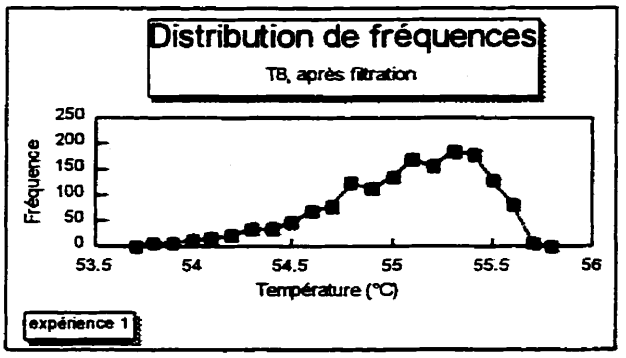


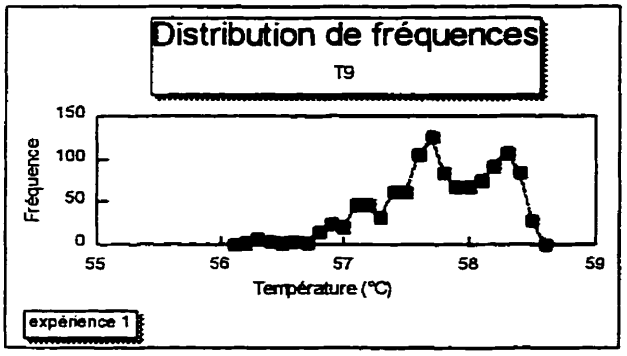


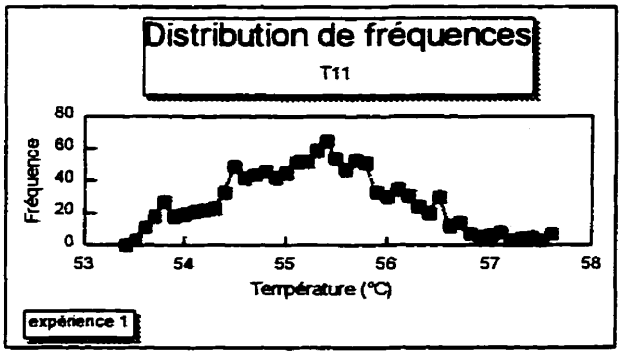


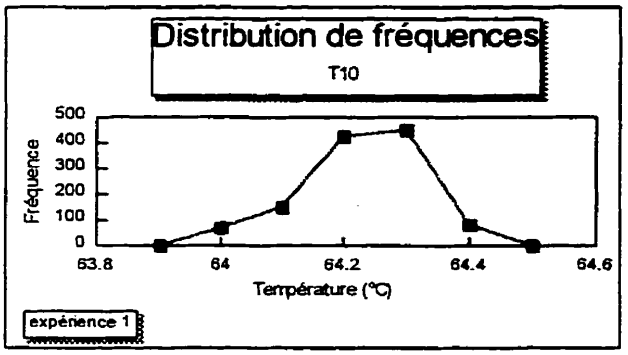


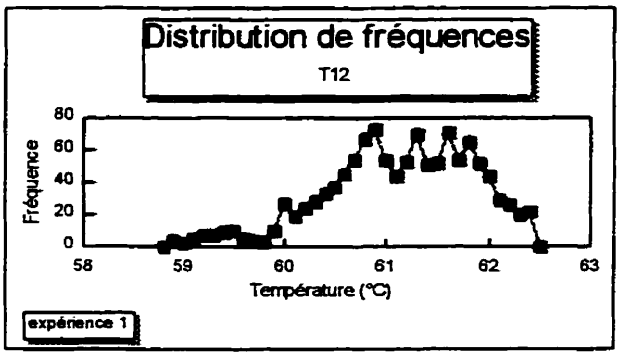

Distribution de fréquences
T6
Fréquence
500
400
300
200
100
0
58.6
58.8
59
59.2
59.4
59.6
59.8
Température (°C)
expérience 1

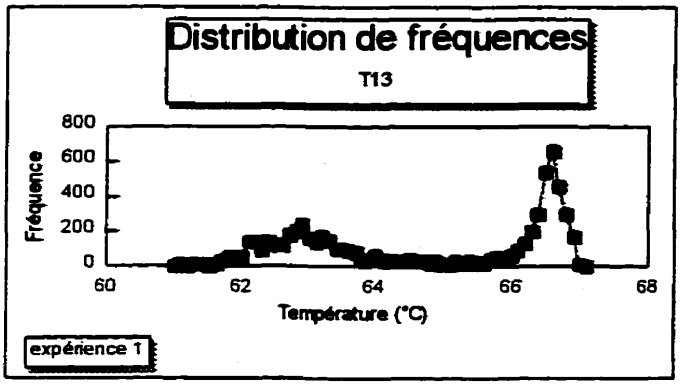

Distribution de fréquences
T8, après filtration
Fréquence
250
200
150
100
50
0
53.5
54
54.5
55
55.5
56
Température (°C)
expérience 1

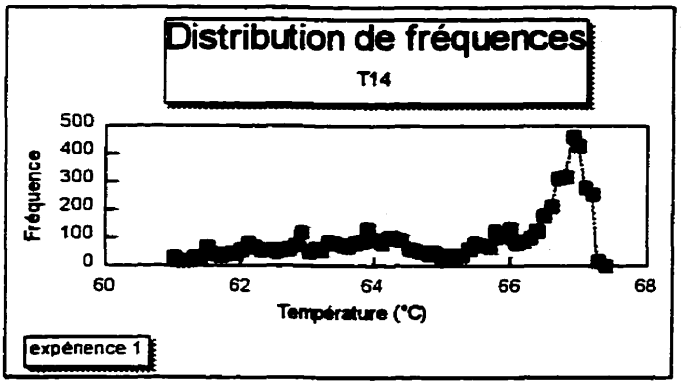

Distribution de fréquences
T9
Fréquence
150
100
50
0
55
56
57
58
59
Température (°C)
expérience 1

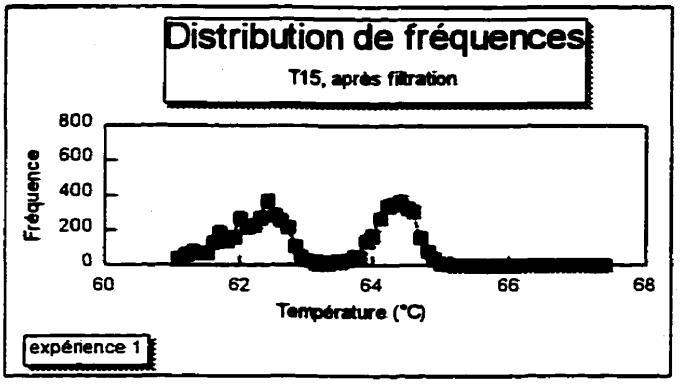

Distribution de fréquences
T11
Fréquence
80
60
40
20
0
53
54
55
56
57
58
Température (°C)
expérience 1


Distribution de fréquences
T10
Fréquence
500
400
300
200
100
0
63.8
64
64.2
64.4
64.6
Température (°C)
expérience 1

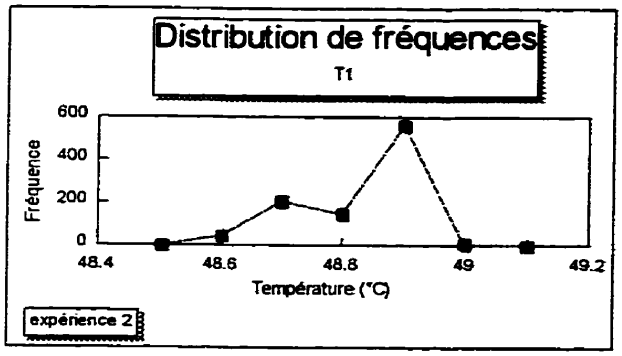

Distribution de fréquences
T12
Fréquence
80
60
40
20
0
58
59
60
61
62
63
Température (°C)
expérience 1

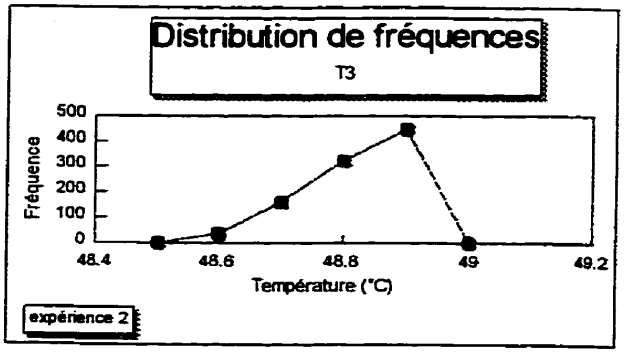

Distribution de fréquences
T13
Fréquence
800
600
400
200
0
60
62
64
66
68
Température (°C)
expérience 1

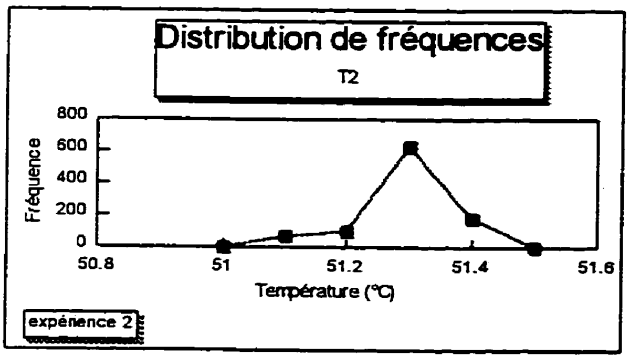

Distribution de fréquences
T14
Fréquence
500
400
300
200
100
0
60
62
64
66
68
Température (°C)
expérience 1

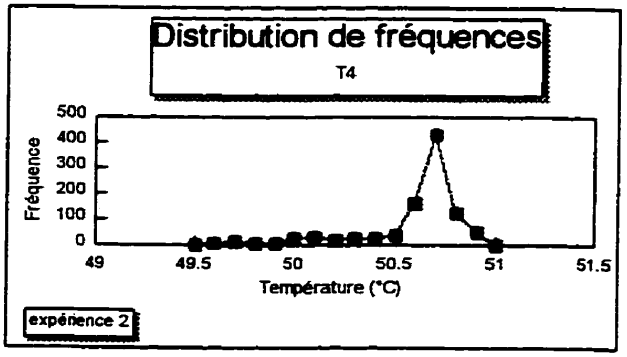

Distribution de fréquences
T15, après filtration
Fréquence
800
600
400
200
0
60
62
64
66
68
Température (°C)
expérience 1

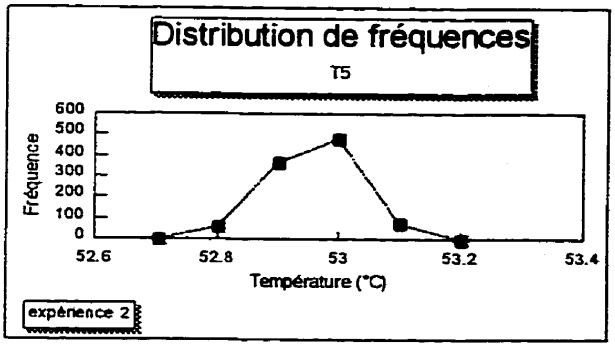
Série 1 - expérience 2

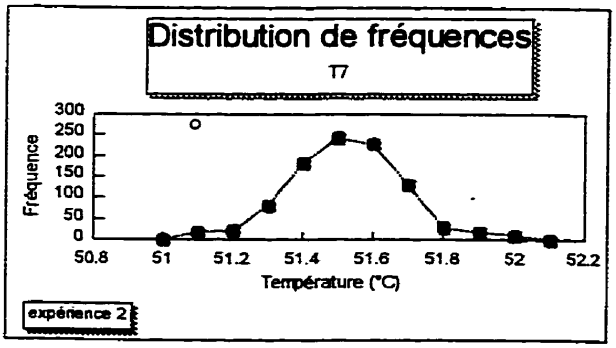


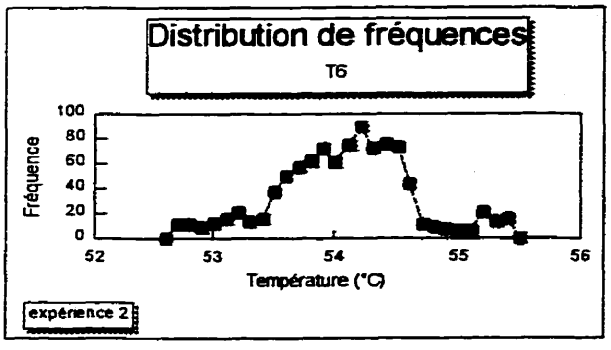


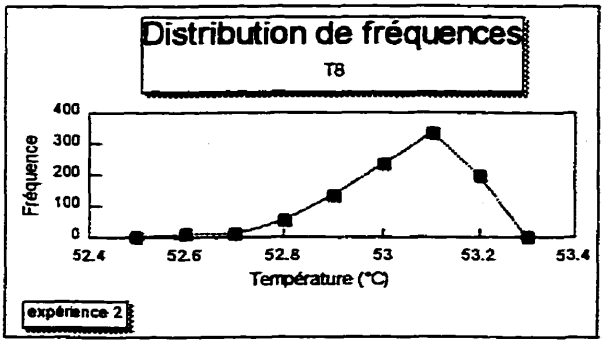


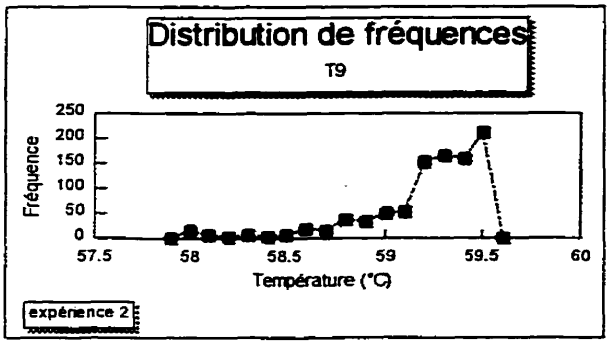


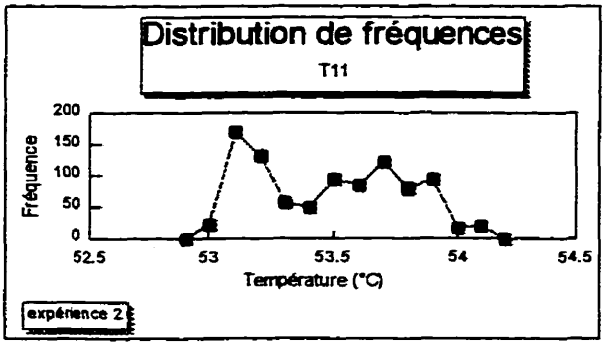


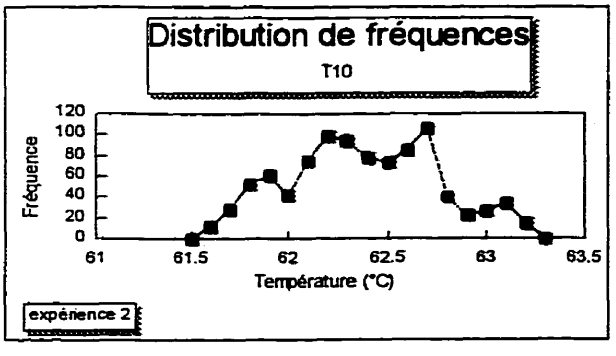


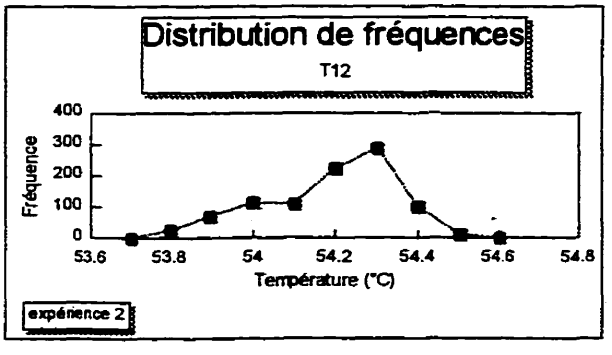

Distribution de fréquences
T6
Fréquence
100
80
60
40
20
0
52
53
54
55
56
Température (°C)
expérience 2

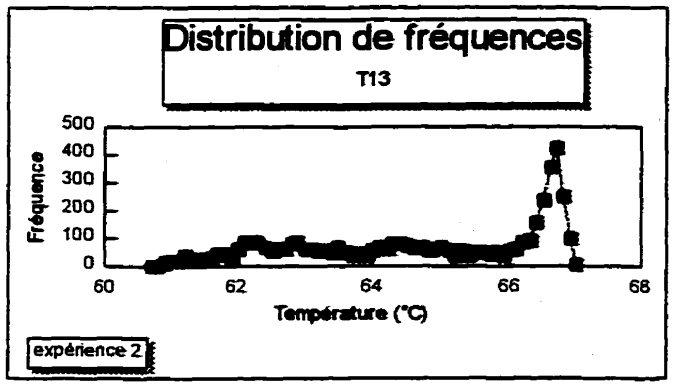

Distribution de fréquences
T8
Fréquence
400
300
200
100
0
52.4
52.6
52.8
53
53.2
53.4
Température (°C)
expérience 2

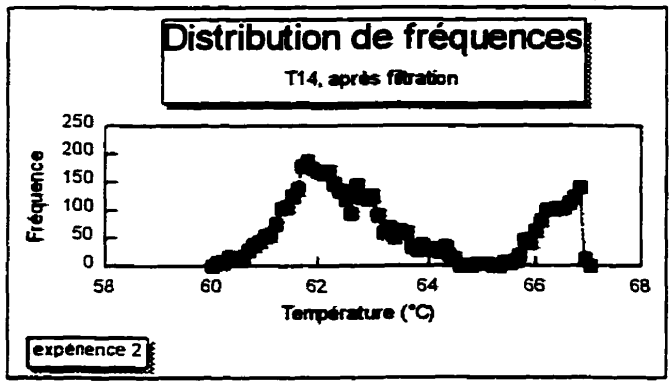

Distribution de fréquences
T9
Fréquence
250
200
150
100
50
0
57.5
58
58.5
59
59.5
60
Température (°C)
expérience 2

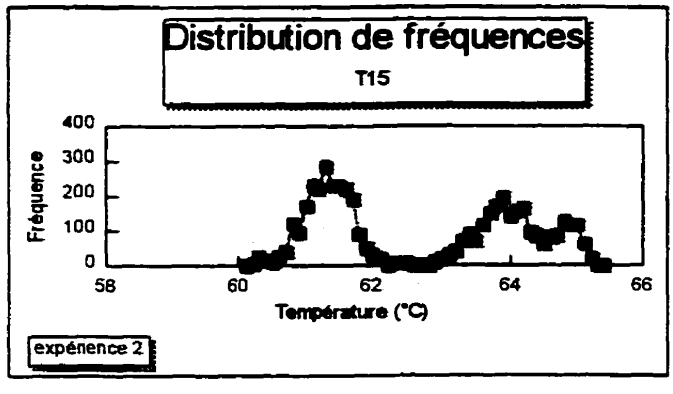

Distribution de fréquences
T11
Fréquence
200
150
100
50
0
52.5
53
53.5
54
54.5
Température (°C)
expérience 2


Distribution de fréquences
T10
Fréquence
120
100
80
60
40
20
0
61
61.5
62
62.5
63
63.5
Température (°C)
expérience 2

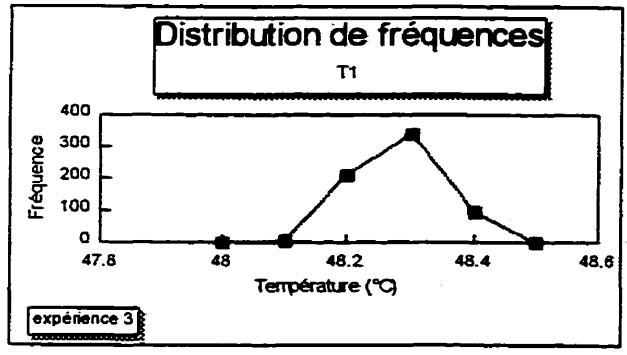

Distribution de fréquences
T12
Fréquence
400
300
200
100
0
53.6
53.8
54
54.2
54.4
54.6
54.8
Température (°C)
expérience 2

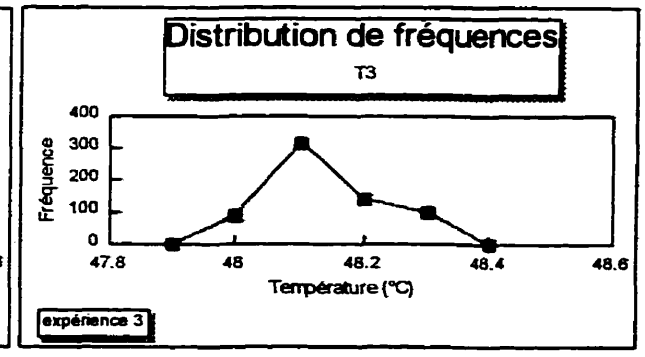

Distribution de fréquences
T13
Fréquence
500
400
300
200
100
0
60
62
64
66
68
Température (°C)
expérience 2

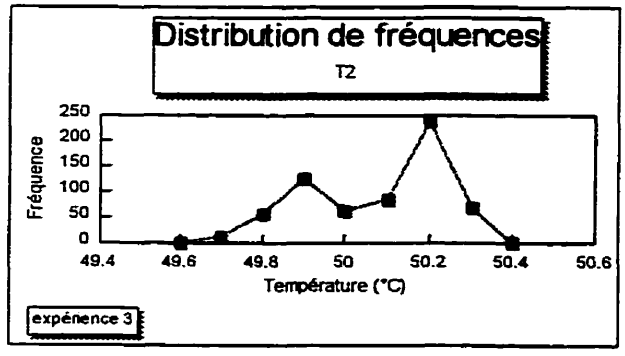

Distribution de fréquences
T14, après filtration
Fréquence
250
200
150
100
50
0
58
60
62
64
66
68
Température (°C)
expérience 2

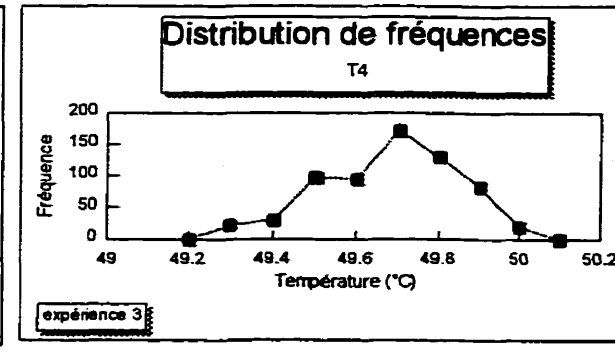

Distribution de fréquences
T15
Fréquence
400
300
200
100
0
58
60
62
64
66
Température (°C)
expérience 2

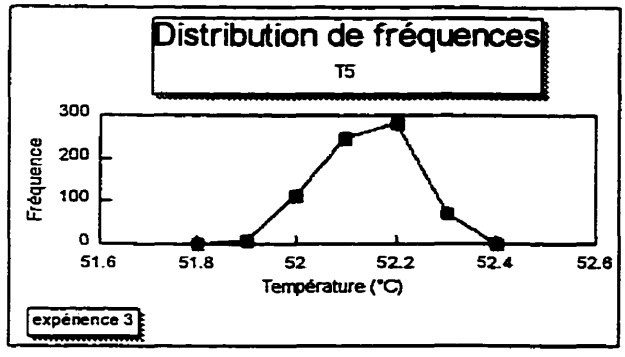
Série 1 - expérience 3

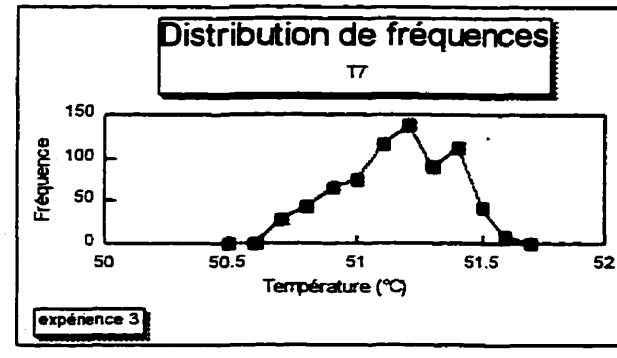


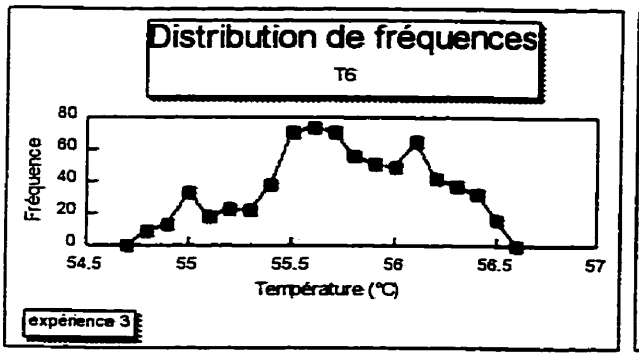


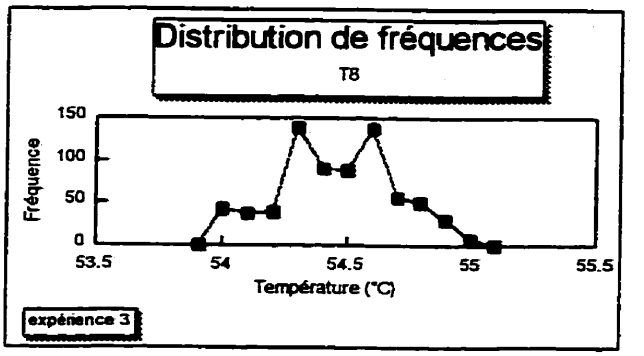


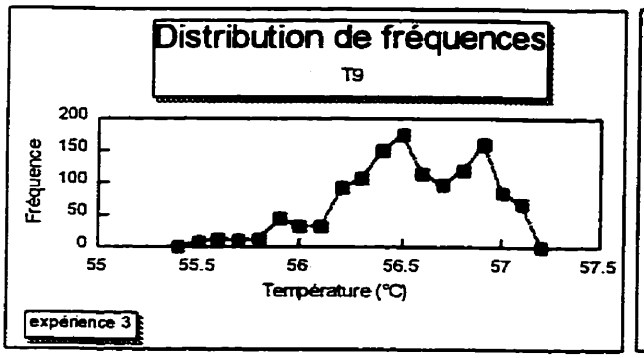


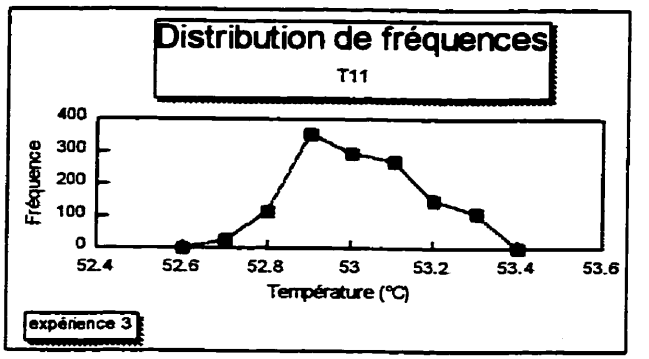


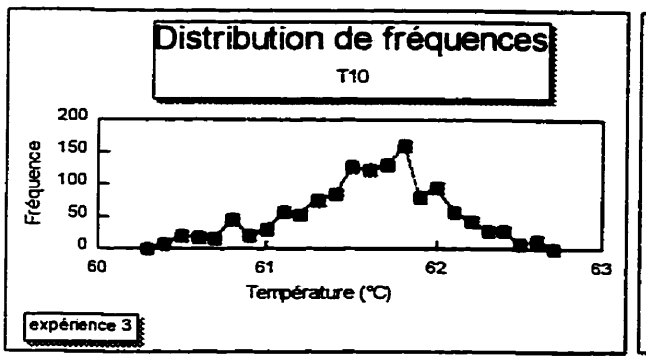


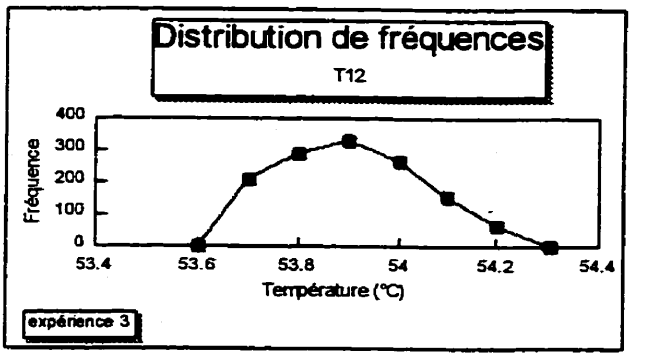

Distribution de fréquences
T6
Fréquence
80
60
40
20
0
54.5
55
55.5
56
56.5
57
Température (°C)
expérience 3

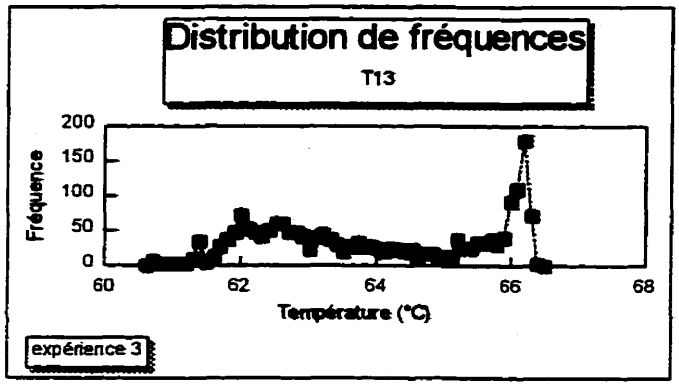

Distribution de fréquences
T8
Fréquence
150
100
50
0
53.5
54
54.5
55
55.5
Température (°C)
expérience 3

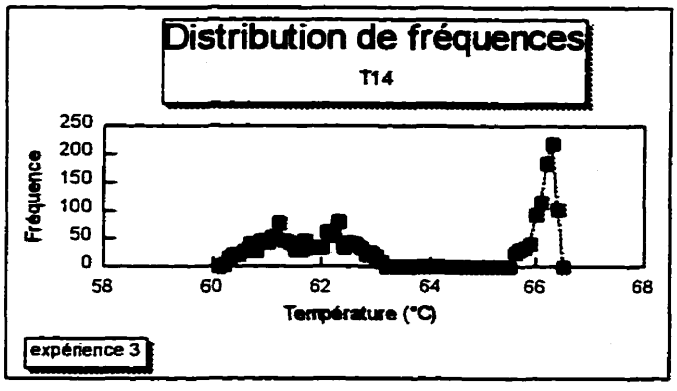

Distribution de fréquences
T9
Fréquence
200
150
100
50
0
55
55.5
56
56.5
57
57.5
Température (°C)
expérience 3

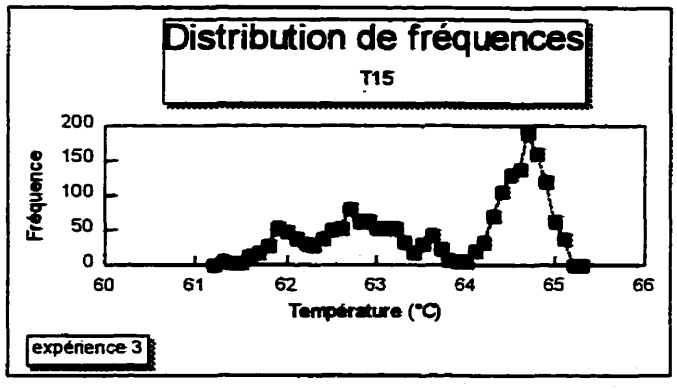

Distribution de fréquences
T11
Fréquence
400
300
200
100
0
52.4
52.6
52.8
53
53.2
53.4
53.6
Température (°C)
expérience 3


Distribution de fréquences
T10
Fréquence
200
150
100
50
0
60
61
62
63
Température (°C)
expérience 3

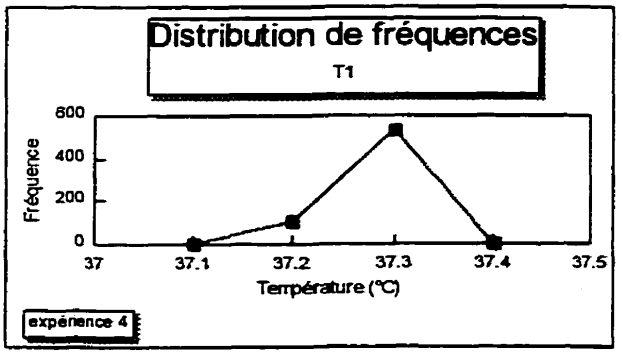

Distribution de fréquences
T12
Fréquence
400
300
200
100
0
53.4
53.6
53.8
54
54.2
54.4
Température (°C)
expérience 3

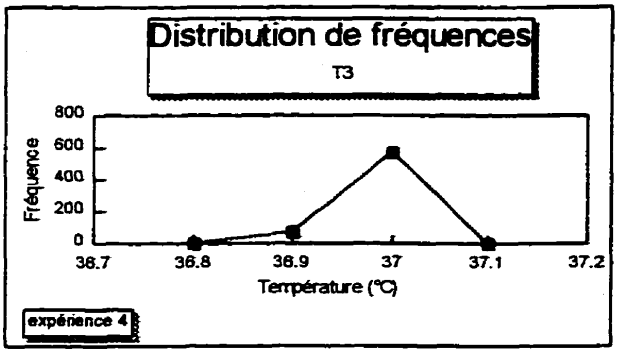

Distribution de fréquences
T13
Fréquence
200
150
100
50
0
60
62
64
66
68
Température (°C)
expérience 3

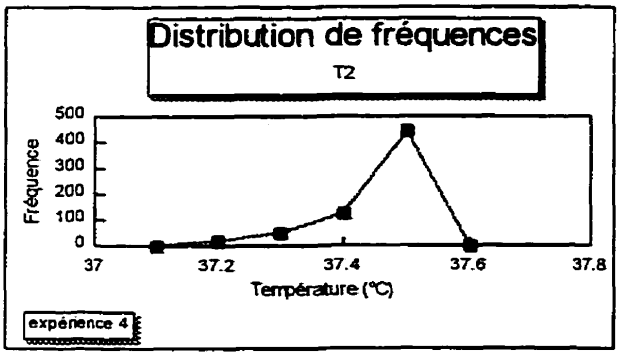

Distribution de fréquences
T14
Fréquence
250
200
150
100
50
0
58
60
62
64
66
68
Température (°C)
expérience 3

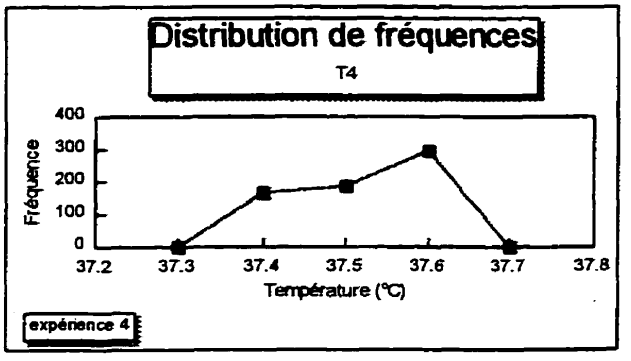

Distribution de fréquences
T15
Fréquence
200
150
100
50
0
60
61
62
63
64
65
66
Température (°C)
expérience 3

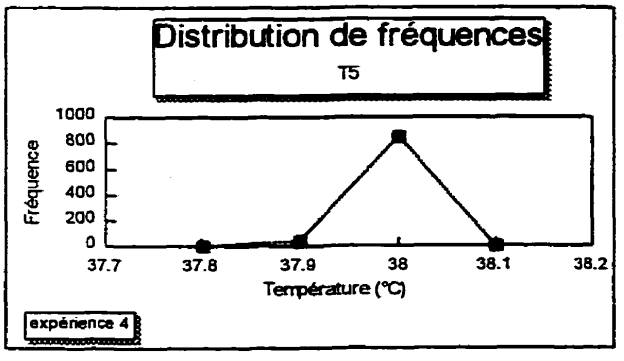
Série 2 - expérience 4

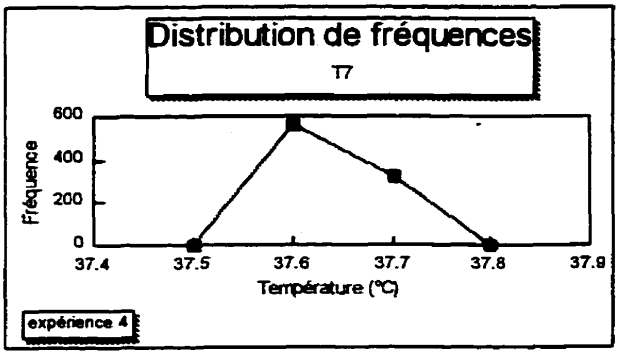


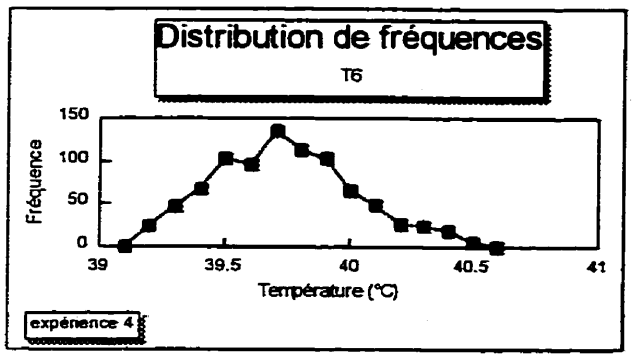


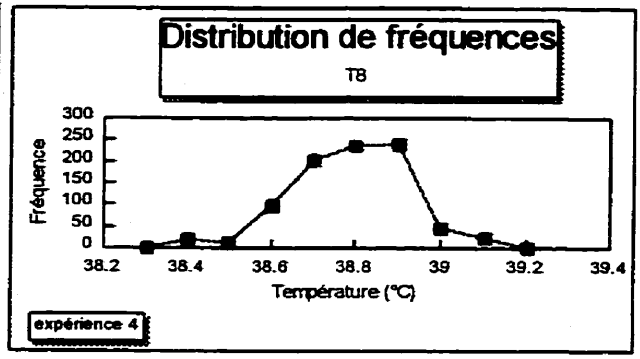


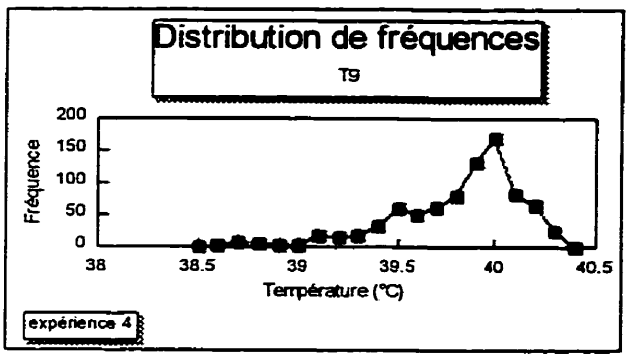


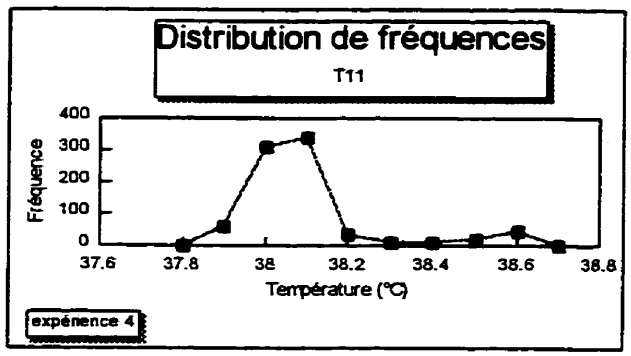


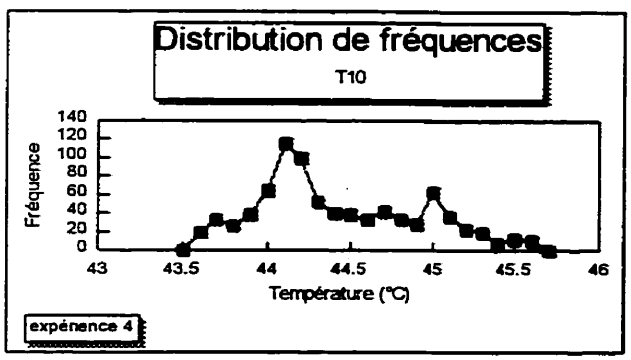


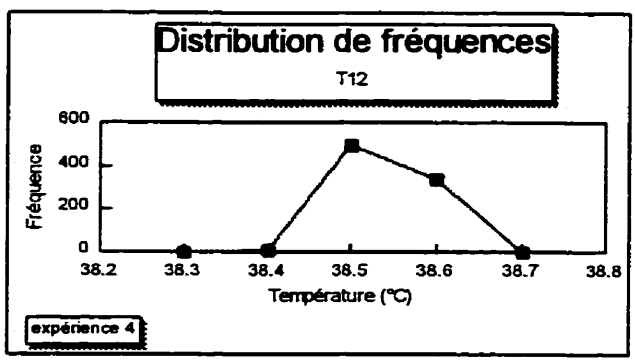

Distribution de fréquences
T6
Fréquence
150
100
50
0
39
39.5
40
40.5
41
Température (°C)
expérience 4

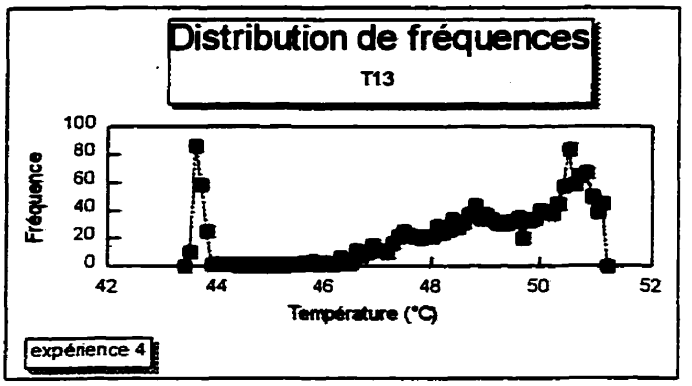

Distribution de fréquences
T8
Fréquence
300
250
200
150
100
50
0
38.2
38.4
38.6
38.8
39
39.2
39.4
Température (°C)
expérience 4

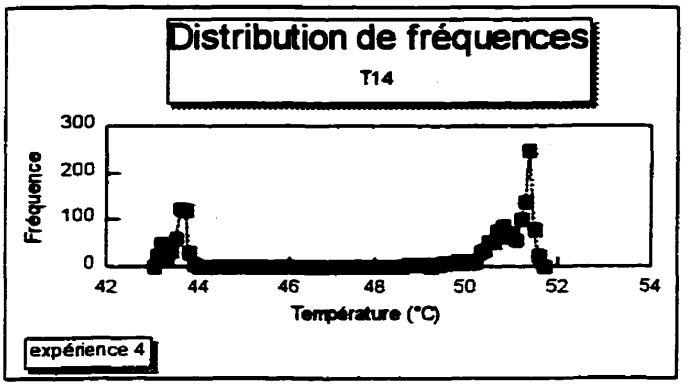

Distribution de fréquences
T9
Fréquence
200
150
100
50
0
38
38.5
39
39.5
40
40.5
Température (°C)
expérience 4

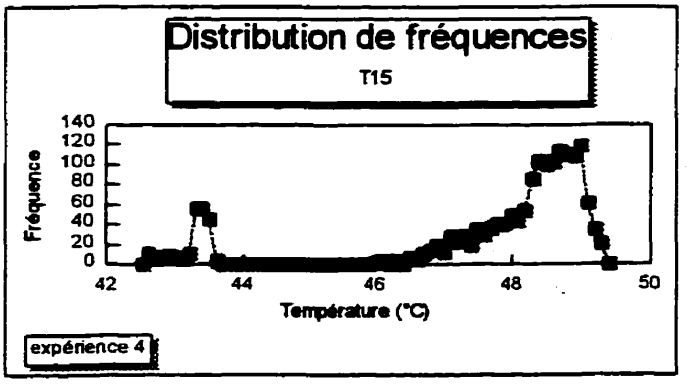

Distribution de fréquences
T11
Fréquence
400
300
200
100
0
37.6
37.8
38
38.2
38.4
38.6
38.8
Température (°C)
expérience 4


Distribution de fréquences
T10
Fréquence
140
120
100
80
60
40
20
0
43
43.5
44
44.5
45
45.5
46
Température (°C)
expérience 4

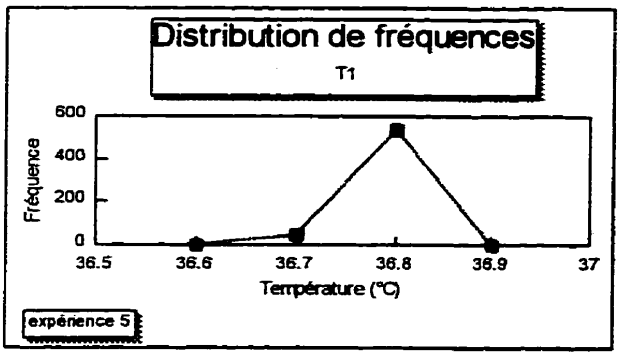

Distribution de fréquences
T12
Fréquence
600
400
200
0
38.2
38.3
38.4
38.5
38.6
38.7
38.8
Température (°C)
expérience 4

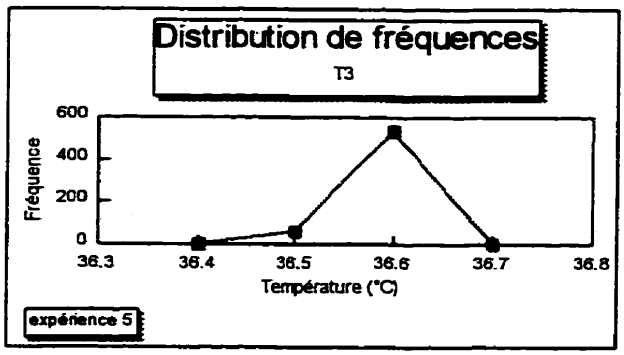

Distribution de fréquences
T13
Fréquence
100
80
60
40
20
0
42
44
46
48
50
52
Température (°C)
expérience 4

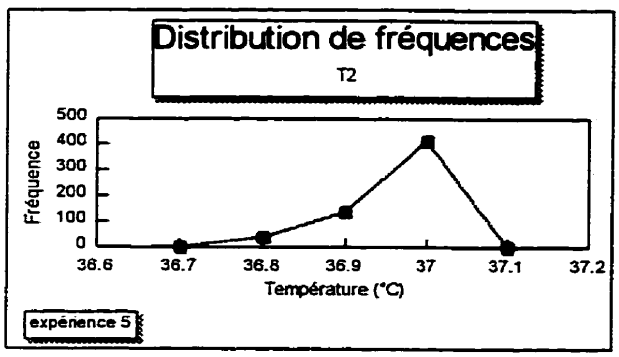

Distribution de fréquences
T14
Fréquence
300
200
100
0
42
44
46
48
50
52
54
Température (°C)
expérience 4

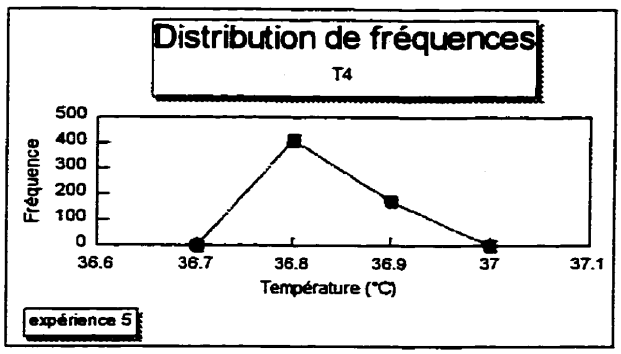

Distribution de fréquences
T15
Fréquence
140
120
100
80
60
40
20
0
42
44
46
48
50
Température (°C)
expérience 4

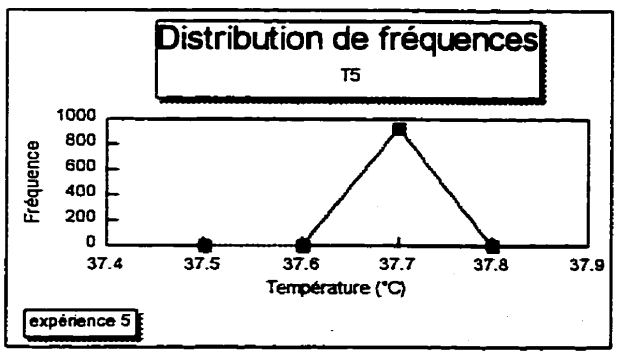
Série 2 - expérience 5

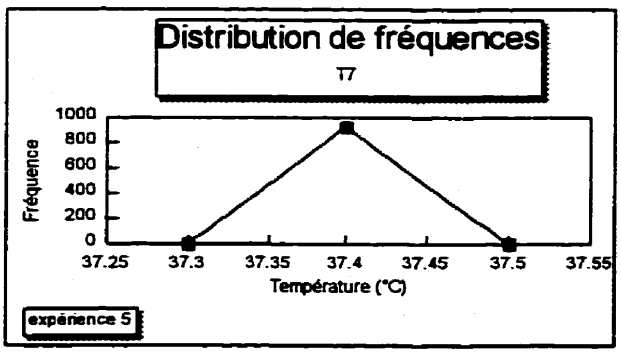


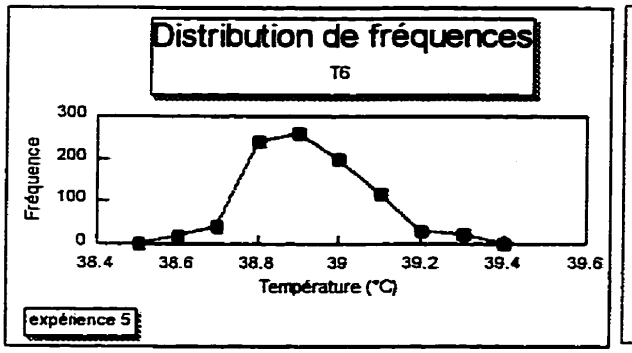


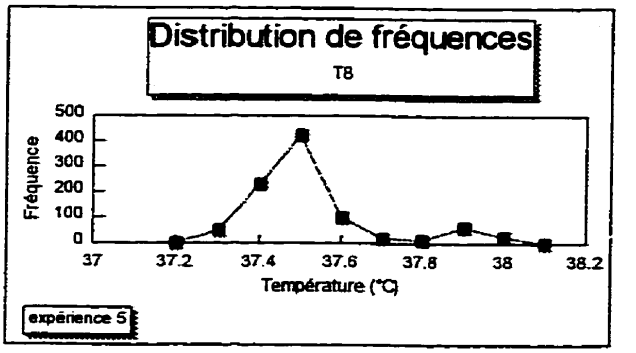


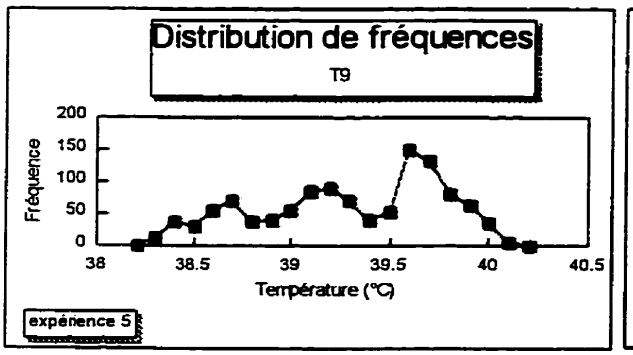


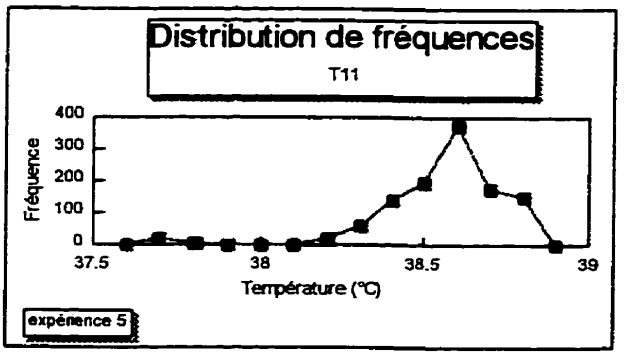


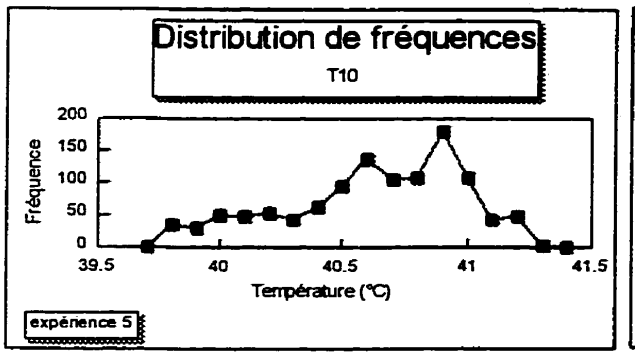


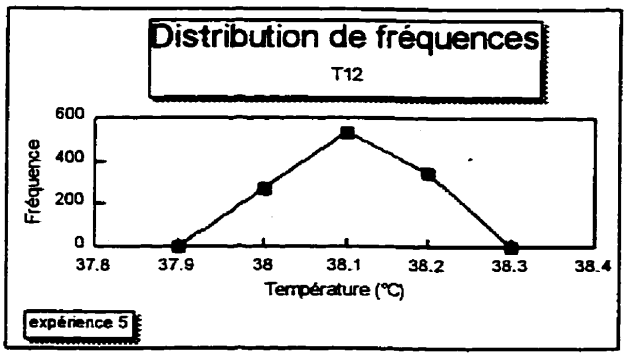

Distribution de fréquences
T6
Fréquence
300
200
100
0
38.4
38.6
38.8
39
39.2
39.4
39.6
Température (°C)
expérience 5

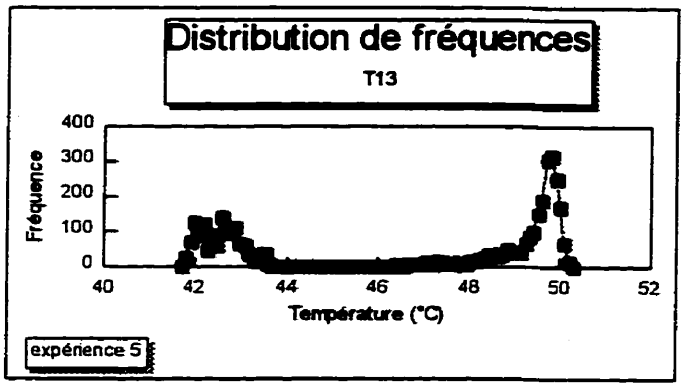

Distribution de fréquences
T8
Fréquence
500
400
300
200
100
0
37
37.2
37.4
37.6
37.8
38
38.2
Température (°C)
expérience 5

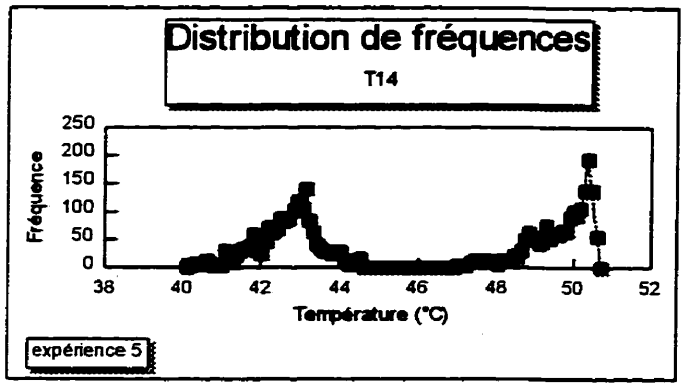

Distribution de fréquences
T9
Fréquence
200
150
100
50
0
38
38.5
39
39.5
40
40.5
Température (°C)
expérience 5

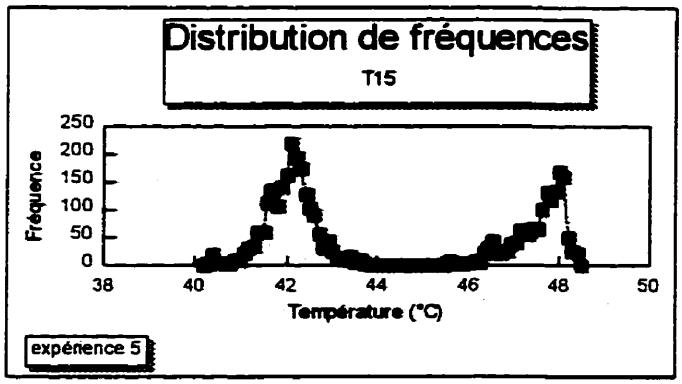

Distribution de fréquences
T11
Fréquence
400
300
200
100
0
37.5
38
38.5
39
Température (°C)
expérience 5


Distribution de fréquences
T10
Fréquence
200
150
100
50
0
39.5
40
40.5
41
41.5
Température (°C)
expérience 5

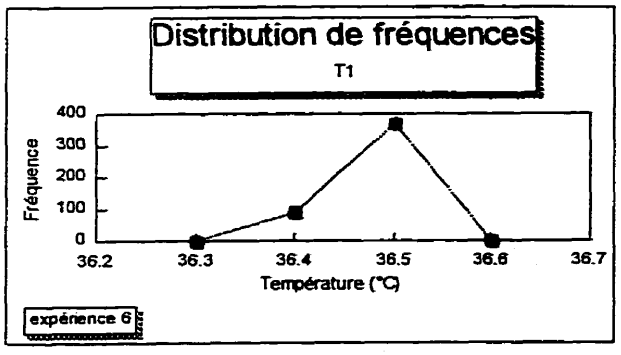

Distribution de fréquences
T12
Fréquence
600
400
200
0
37.8
37.9
38
38.1
38.2
38.3
38.4
Température (°C)
expérience 5

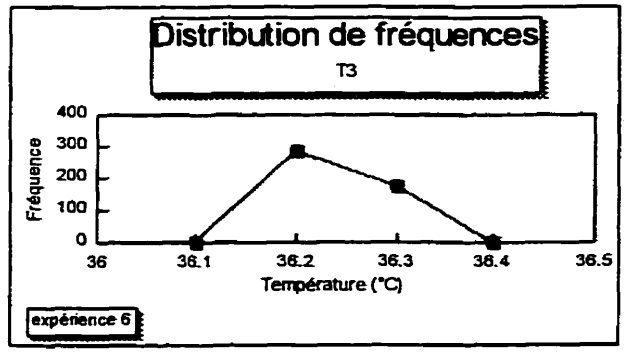

Distribution de fréquences
T13
Fréquence
400
300
200
100
0
40
42
44
46
48
50
52
Température (°C)
expérience 5

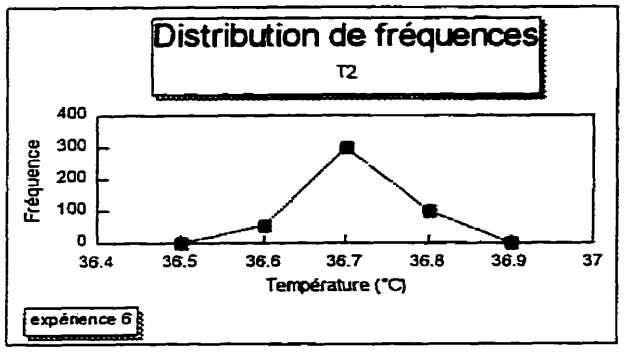

Distribution de fréquences
T14
Fréquence
250
200
150
100
50
0
38
40
42
44
46
48
50
52
Température (°C)
expérience 5

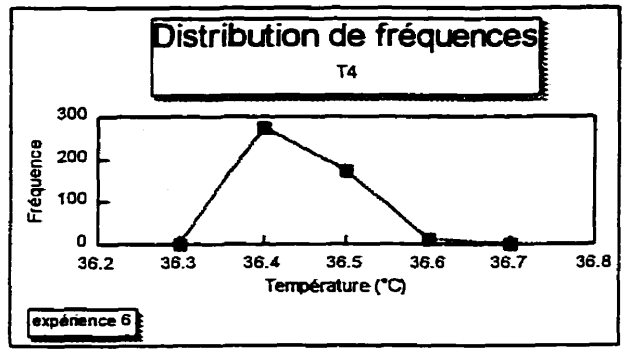

Distribution de fréquences
T15
Fréquence
250
200
150
100
50
0
38
40
42
44
46
48
50
Température (°C)
expérience 5

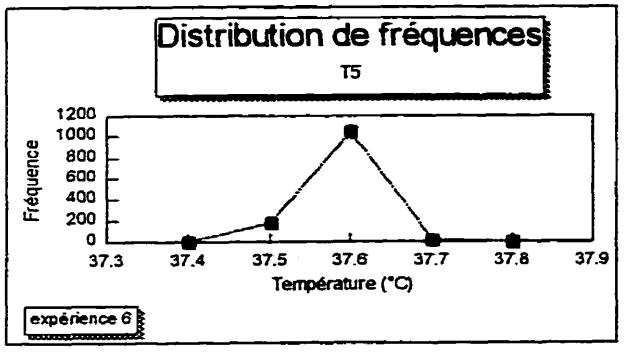
Série 2 - expérience 6

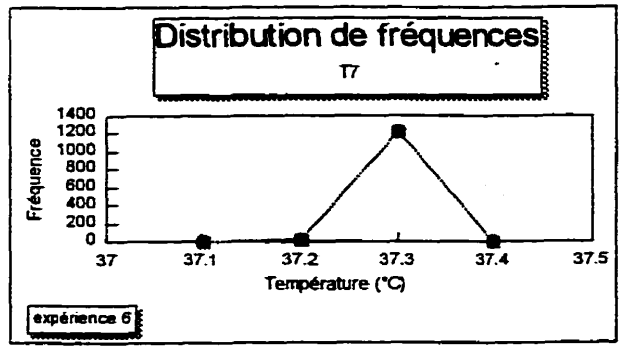


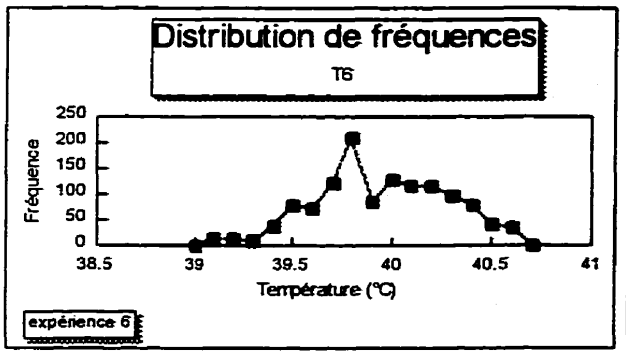


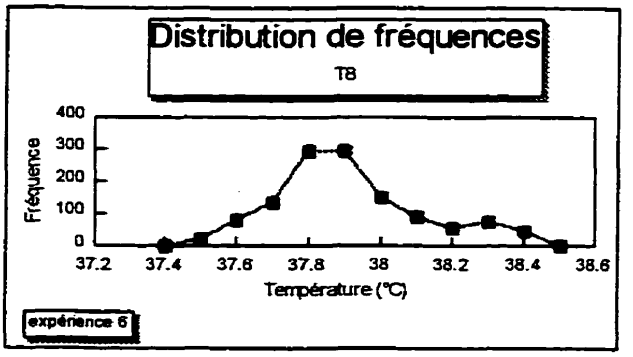


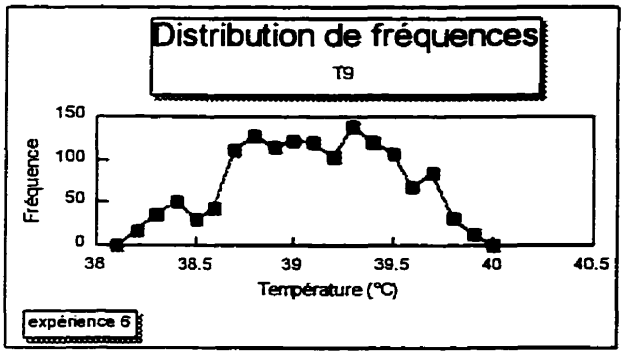


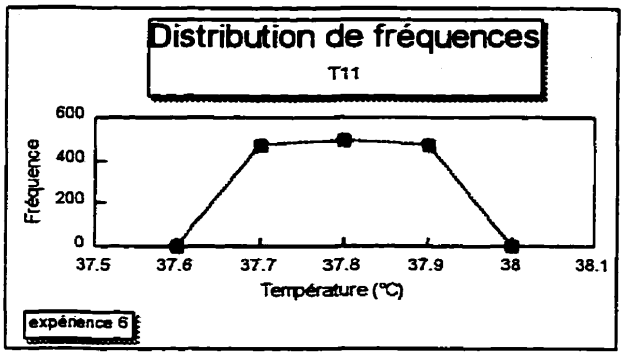


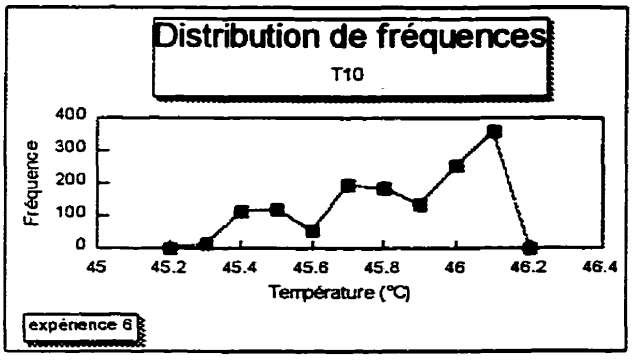


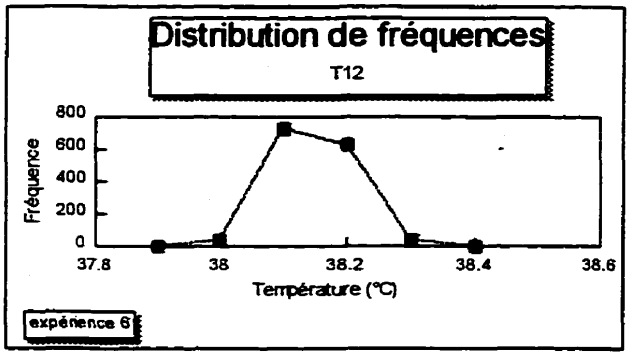

Distribution de fréquences
T6
Fréquence
250
200
150
100
50
0
38.5
39
39.5
40
40.5
41
Température (°C)
expérience 6

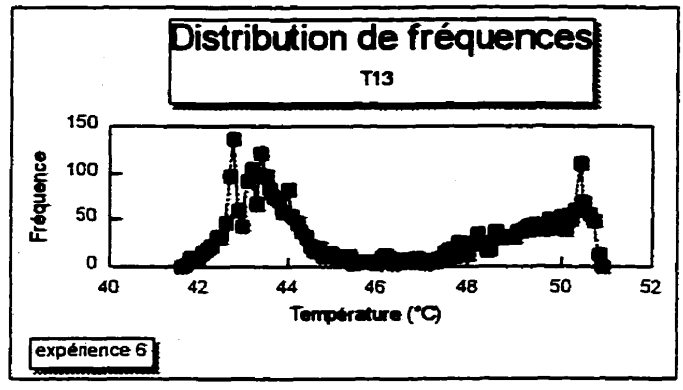

Distribution de fréquences
T8
Fréquence
400
300
200
100
0
37.2
37.4
37.6
37.8
38
38.2
38.4
38.6
Température (°C)
expérience 6

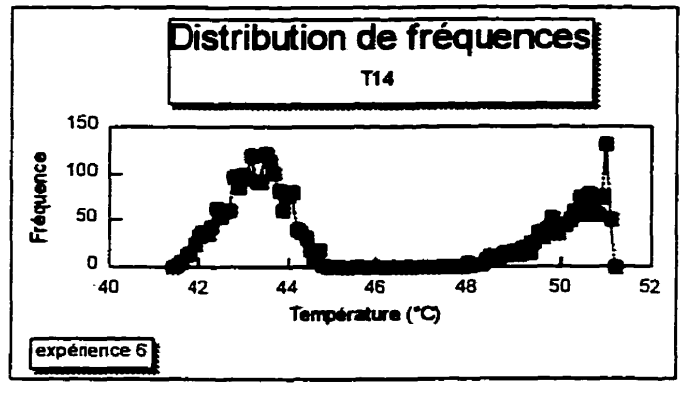

Distribution de fréquences
T9
Fréquence
150
100
50
0
38
38.5
39
39.5
40
40.5
Température (°C)
expérience 6

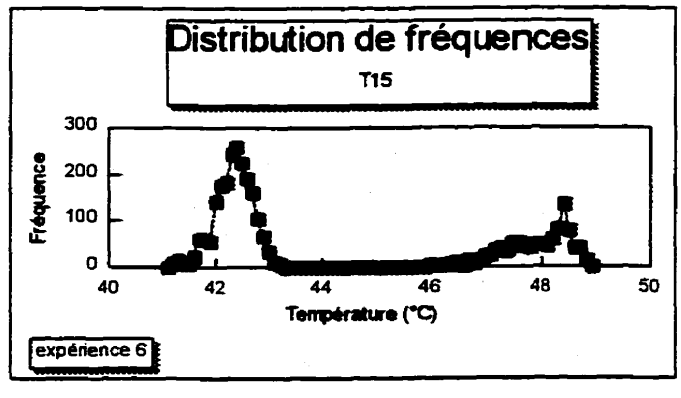

Distribution de fréquences
T11
Fréquence
600
400
200
0
37.5
37.6
37.7
37.8
37.9
38
38.1
Température (°C)
expérience 6


Distribution de fréquences
T10
Fréquence
400
300
200
100
0
45
45.2
45.4
45.6
45.8
46
46.2
46.4
Température (°C)
expérience 6


Distribution de fréquences
T12
Fréquence
800
600
400
200
0
37.8
38
38.2
38.4
38.6
Température (°C)
expérience 6


Distribution de fréquences
T13
Fréquence
150
100
50
0
40
42
44
46
48
50
52
Température (°C)
expérience 6


Distribution de fréquences
T14
Fréquence
150
100
50
0
40
42
44
46
48
50
52
Température (°C)
expérience 6


Distribution de fréquences
T15
Fréquence
300
200
100
0
40
42
44
46
48
50
Température (°C)
expérience 6

ANNEXE IX

DONNÉES EXPÉRIMENTALES APRÈS TRAITEMENT

Série d'essais no 1

Phase	gaz			liquide		
Expérience	1	2	3	1	2	3
T1	49,4 °C	48,9 °C	48,3 °C	-	-	-
T2	51,2 °C	51,3 °C	50,2 °C	-	-	-
T3	-	-	-	49,4 °C	48,9 °C	48,1 °C
T4	-	-	-	50,1 °C	50,7 °C	49,7 °C
T5	53,7 °C	53,0 °C	52,2 °C	-	-	-
T6	59,1 °C	54,2 °C	55,6 °C	-	-	-
T7	-	-	-	52,6 °C	51,5 °C	51,2 °C
T8	-	-	-	55,3 °C	53,1 °C	54,3 °C
T9	57,7 °C	59,5 °C	56,5 °C	-	-	-
T10	64,3 °C	62,7 °C	61,8 °C	-	-	-
T11	-	-	-	55,4 °C	53,1 °C	52,9 °C
T12	-	-	-	60,9 °C	54,3 °C	53,9 °C
T13	66,6 °C	66,7 °C	66,2 °C	62,9 °C	62,3 °C	62,0 °C
T14	66,9 °C	66,8 °C	66,3 °C	63,9 °C	61,8 °C	62,3 °C
T15	-	-	-	62,4 °C	61,3 °C	62,7 °C

Série d'essais no 2

Phase	gaz			liquide		
Expérience	4	5	6	4	5	6
T1	37,3 °C	36,8 °C	36,5 °C	-	-	-
T2	37,5 °C	37,0 °C	36,7 °C	-	-	-
T3	-	-	-	37,0 °C	36,6 °C	36,2 °C
T4	-	-	-	37,6 °C	36,8 °C	36,4 °C
T5	38,0 °C	37,7 °C	37,6 °C	-	-	-
T6	39,7 °C	38,9 °C	39,8 °C	-	-	-
T7	-	-	-	37,6 °C	37,4 °C	37,3 °C
T8	-	-	-	38,9 °C	37,5 °C	37,8 °C
T9	40,0 °C	39,6 °C	39,3 °C	-	-	-
T10	44,1 °C	40,9 °C	46,1 °C	-	-	-
T11	-	-	-	38,1 °C	38,6 °C	37,8 °C
T12	-	-	-	38,5 °C	38,1 °C	38,1 °C
T13	50,5 °C	49,7 °C	50,4 °C	43,6 °C	42,6 °C	42,8 °C
T14	51,2 °C	50,4 °C	51,0 °C	43,6 °C	42,9 °C	43,2 °C
T15	-	-	-	43,3 °C	42,0 °C	42,4 °C

ANNEXE X

MOYENNE ET DÉVIATION STANDARD DES DONNÉES EXPÉRIMENTALES

Série d'essais no 1

GAZ				LIQUIDE			
	moyenne x_m (°C)	**déviation standard σ**	**déviation standard vs moyenne σ_m**		**moyenne x_m (°C)**	**déviation standard σ**	**déviation standard vs moyenne σ_m**
T1	48,9	0,55	0,32	**T3**	48,8	0,66	0,38
T2	50,9	0,61	0,35	**T4**	50,2	0,50	0,29
T5	53,0	0,75	0,43	**T7**	51,8	0,74	0,43
T6	56,3	2,52	1,46	**T8**	54,2	1,10	0,64
T9	57,9	1,51	0,87	**T11**	53,8	1,39	0,80
T10	62,9	1,27	0,73	**T12**	56,4	3,93	**2,27**
T13	66,5	0,26	0,15	**T13**	62,4	0,46	0,26
T14	66,7	0,32	0,19	**T14**	62,7	1,10	0,63
T15	-	-	-	**T15**	62,1	0,74	0,43

Série d'essais no 2

GAZ				LIQUIDE			
	moyenne x_m (°C)	**déviation standard σ**	**déviation standard vs moyenne σ_m**		**moyenne x_m (°C)**	**déviation standard σ**	**déviation standard vs moyenne σ_m**
T1	36,9	0,40	0,23	**T3**	36,6	0,40	0,23
T2	37,1	0,40	0,23	**T4**	36,9	0,61	0,35
T5	37,8	0,21	0,12	**T7**	37,4	0,15	0,09
T6	39,5	0,49	0,28	**T8**	38,1	0,74	0,43
T9	39,6	0,35	0,20	**T11**	38,2	0,40	0,23
T10	43,7	2,62	1,51	**T12**	38,2	0,23	0,13
T13	50,2	0,44	0,25	**T13**	43,0	0,53	0,31
T14	50,9	0,42	0,24	**T14**	43,2	0,35	0,20
T15	-	-	-	**T15**	42,6	0,66	0,38

ANNEXE XI

BILAN THERMIQUE GLOBAL SUR LE CONDENSEUR

Le bilan thermique global est effectué selon l'équation suivante:

$$L_M A Cp_L (T_{Ls}-T_{Le}) = -[G_S A Cp_{GS}(T_{Gs}-T_{Ge}) + G_S A (Y_{H_2Os} - Y_{H_2Oe}) r_{H_2O}]$$

où:

	L_M	= flux molaire de la phase liquide (eau);
	A	= section de la colonne;
	Cp_L	= chaleur spécifique du liquide (eau);
	Cp_{GS}	= chaleur spécifique du gaz sec;
	T_L	= température de l'eau;
	T_G	= température du gaz;
	G_S	= flux molaire de la phase gazeuse (base sèche);
	Y_{H2O}	= fraction molaire (sèche) de vapeur d'eau dans le gaz;
	r_{H2O}	= chaleur de condensation (ou vaporisation) de l'eau;
	indice "s"	= à la sortie du courant;
	indice "e"	= à l'entrée du courant;

Série d'essais no 1

L_M = 568,7 mol/m²·s
A = 0,0507 m²
Cp_L = 75,4 J/mol·K
Cp_{GS} = 29,15 J/mol·K
T_{Le} = 322 K = 49°C
T_{Ls} = 335 K = 62°C
T_{Ge} = 341 K = 68°C
T_{Gs} = 322 K = 49°C
G_S = 70,02 mol/m²·s
Y_{H2Oe} = 0,3966 mol_{H2O}/mol_{gazsec}
Y_{H2Os} = 0,1301 mol_{H2O}/mol_{gazsec}
r_{H2O} = 43 000 J/mol

$$L_M A Cp_L (T_{Ls} - T_{Le}) = 568{,}7 \cdot 0{,}0507 \cdot 75{,}4 \cdot (335 - 322) = 28262\ W$$

$$- [G_S A Cp_{GS} (T_{Gs} - T_{Ge}) + G_S A (Y_{H_2Os} - Y_{H_2Oe}) r_{H_2O}] =$$

$$- 70{,}02 \cdot 0{,}0507 \cdot [29{,}15 \cdot (322 - 341) + (0{,}1301 - 0{,}3966) \cdot 43000] = 42648\ W$$

Divergence du comportement adiabatique (**Δ**):

$$\Delta = 42648 - 28262 = 14386\ W = 14\ kW$$

Série d'essais no 2

L_M = 575,3 mol/m²·s
A = 0,0507 m²
Cp_L = 75,4 J/mol·K
Cp_{GS} = 29,20 J/mol·K
T_{Le} = 309 K = 36°C
T_{Ls} = 316 K = 43°C
T_{Ge} = 323 K = 50°C
T_{Gs} = 309 K = 36°C
G_S = 63,62 mol/m²·s
Y_{H2Oe} = 0,1353 mol_{H2O}/mol_{gazsec}
Y_{H2Os} = 0,0618 mol_{H2O}/mol_{gazsec}
r_{H2O} = 43 000 J/mol

$$L_M A Cp_L (T_{Ls} - T_{Le}) = 575{,}3 \cdot 0{,}0507 \cdot 75{,}4 \cdot (316 - 309) = 15395\ W$$

$$- [G_S A Cp_{GS} (T_{Gs} - T_{Ge}) + G_S A (Y_{H_2Os} - Y_{H_2Oe}) r_{H_2O}] =$$

$$- 63{,}62 \cdot 0{,}0507 \cdot [29{,}20 \cdot (309 - 323) + (0{,}0618 - 0{,}1353) \cdot 43000] = 11513\ W$$

Il n'y a pas de divergence au comportement adiabatique car selon ce bilan, le liquide reçoit plus d'énergie que le gaz veut bien en donner. Cette différence, qui est en valeur absolue beaucoup moins importante que celle obtenue par le calcul précédent, tient donc uniquement dans la sensibilité de l'équation à certains paramètres.

ANNEXE XII
PERTE D'ÉNERGIE À L'ENVIRONNEMENT

La perte de chaleur à l'environnement se calcule de la façon suivante, pour une colonne à garnissage:

$$dQ = A \cdot U a_p (T_p - T_{amb}) dh$$

où:
- Q = chaleur perdue à l'environnement;
- A = section de la colonne;
- U = coefficient de transfert de chaleur avec l'environnement;
- a_p = surface spécifique de la paroi disponible au transfert = 4/D;
- D = diamètre de la colonne;
- T_p = température de la paroi;
- T_{amb} = température ambiante;
- h = hauteur courante.

Afin de connaître l'importance de cette perte à l'environnement, un calcul de la perte moyenne est effectué:

$$Q = A \cdot U a_p (T_p - T_{amb}) H$$

où:
- T_p = température moyenne de la paroi = température moyenne du liquide;
- H = hauteur de garnissage.

Le coefficient moyen de transfert de chaleur (U) est estimé par l'équation suivante, pour la convection naturelle à la paroi d'un cylindre vertical dans l'air:

$$U = 1{,}42 \left(\frac{T_p - T_{amb}}{H} \right)^{1/4}$$

Si lon fait ce calcul approximatif pour les conditions de la série d'essais no 1:

$A = 0{,}0507\ m^2$

$a_p = 15{,}75\ m^{-1}$

$T_p = 330\ K = 57°C$

$T_{amb} = 293\ k = 20°C$

$H = 1{,}22\ m$

$$U = 1{,}42\left(\frac{330 - 293}{1{,}22}\right)^{1/4} = 3{,}33\ W/m^2 \cdot K$$

$$Q = 0{,}0507 \cdot 3{,}33 \cdot 15{,}75 \cdot (330 - 293) \cdot 1{,}22 = 120\ W$$